

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Využití odpadního tepla z kompresoru
Utilization of Waste Heat from the Compressor

Zadání bakalářské práce

Student: **Jana Hlavenková**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3904R016 Technika tvorby a ochrany životního prostředí
Téma: **Využití odpadního tepla z kompresoru**
Utilization of Waste Heat from the Compressor
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Přehled stávajícího stavu poznání.
2. Typy kompresorů a jejich využití.
3. Přehled výrobců kompresorů.
4. Provozní bod kompresoru.
5. Možnosti využití odpadního tepla.
6. Návrh schématu pro využití odpadního tepla.
7. Výpočet výměníku pro využití odpadního tepla.

Seznam doporučené odborné literatury:

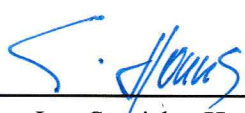
KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
KAMINSKÝ, Jaroslav. Objemové kompresory. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1997. ISBN 80-7078-407-5.
LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Kompresory. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01962-4.
LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Technika stlačeného vzduchu. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01947-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

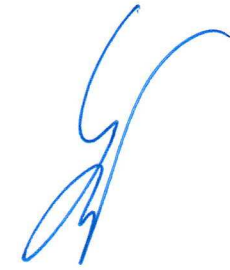
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jaroslav Frantík, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019


.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byla jsem seznámena s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



Podpis autora práce

Jméno autora práce

Jana Hlavenková

Adresa trvalého pobytu

Ječmínkova 38, Ostrava – Stará Bělá, 724 00

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Jaroslavu Frantíkovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a za projevenou trpělivost při tvorbě této bakalářské práce.

ANOTACE

Hlavním tématem této bakalářské práce je problematika možností využití odpadního tepla z kompresorů. Práce obsahuje stručnou charakteristiku pojmů nízkopotenicální teplo a odpadní teplo a uvádí různé možnosti využití obou zdrojů tepla. Součástí práce je také rešerše na téma kompresorů, jejich funkce, rozdělení a využití včetně přehledu hlavních výrobců ve světě i v České republice. Práce se dále zabývá organickým Rankinovým cyklem jako jedním z možných způsobů, jak využít odpadní teplo z kompresorů. Výstupem je návrh schématu ORC systému včetně jeho popisu a také návrh a výpočet tepelného výměníku, který je v ORC systému použit.

Klíčová slova

Kompresor, nízkopotenicální teplo, odpadní teplo, ORC systém, tepelný výměník

ANNOTATION

The main topic of this bachelor thesis is the problem of using waste heat from compressors. The thesis contains a brief description of the terms low-temperature heat and waste heat and presents various possibilities of using both heat sources. The thesis also includes a research on the topic of different types of compressors, their function and utilization, including an overview of primary manufacturers in the world and in the Czech Republic. The thesis also deals with organic Rankin cycle as one of the possible ways to utilize waste heat from compressors. The outcome of this bachelor thesis is the design of the ORC system including its description and also the design and calculation of the heat exchanger used in the ORC system.

Key words

Compressor, heat exchanger, low-temperature heat, ORC system, waste heat

SEZNAM ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Název veličiny	Jednotka
D	Vnější průměr	[m]
L	Délka	[m]
P_{sp}	Příkon na spojce	[W]
\dot{Q}	Tepelný tok	[W]
R	Molární plynová konstanta	[J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹]
S	Obsah teplosměnné plochy	[m ²]
T	Termodynamická teplota	[K]
V	Objem	[m ³]
V_{ξ}	Objem škodlivého prostoru	[m ³]
V_z	Zdvihový objem	[m ³]
\dot{V}	Objemový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
\dot{V}_d	Výkonnost	[m ³ ·s ⁻¹]
c_p	Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
c_v	Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
h	Polytropický exponent	[1]
k	Součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
k_L	Délkový součinitel prostupu tepla	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
n	Látkové množství	[mol]
p	Tlak	[Pa]
t	Teplota	[°C]
Δt_{str}	Střední logaritmický teplotní rozdíl	[°C]
α	Součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
δ	Tlakový poměr	[1]
ε_{ξ}	Poměrný škodlivý prostor	[1]
η	Účinnost	[1]
κ	Poissonova konstanta	[1]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
π	Vestavěný tlakový poměr	[1]
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]

OBSAH

1.	Úvod	5
2.	Nízkopotenciální teplo	6
2.1.	Zdroje nízkopotenciálního tepla	6
2.2.	Využití nízkopotenciálního tepla	7
3.	Komprese	8
3.1.	Kompresory	9
3.1.1.	Pístové kompresory	11
3.1.2.	Rotační kompresory	14
3.1.3.	Radiální turbokompresory	18
3.1.4.	Axiální turbokompresory	19
3.1.5.	Proudové kompresory	20
3.2.	Charakteristiky kompresorů	21
3.2.1.	Pole charakteristik	22
3.2.2.	Provozní bod	22
3.3.	Přehled výrobců kompresorů	23
4.	Odpadní teplo	23
4.1.	Zdroje	23
4.2.	Odpadní teplo z kompresorů	24
4.3.	Využití	25
5.	Organický Rankinův cyklus	26
5.1.	Historie ORC	26
5.2.	Princip ORC	27
5.3.	Přehled pracovních látek pro ORC oběh	29
6.	Tepelné výměníky	29
6.1.	Rekuperační výměníky	30
6.2.	Regenerační výměníky	31
6.3.	Směšovací výměníky	31
6.4.	Výpočet trubkového výměníku	32
6.4.1.	Výpočet souproutého výměníku	32
6.4.2.	Výpočet protiproutého výměníku	34
7.	Návrh schématu pro využití odpadního tepla	35
8.	Výpočet výměníku pro využití odpadního tepla	36
9.	Závěr	41
10.	Seznam obrázků	42
11.	Seznam příloh	42
12.	Seznam použité literatury	43

1. Úvod

S prudkým rozvojem technologií zejména od začátku průmyslové revoluce na počátku 19. století současně rostou také energetické nároky společnosti. Rostoucí celosvětová spotřeba energií, a tedy i fosilních paliv nutných k její výrobě má za následek zvyšování cen energií. Za posledních několik dekad jsme byli svědky postupného zdražování energií a další vývoj naznačuje že vzrůstající tendence budou přetrvávat, zejména v důsledku neustálého čerpání zásob fosilních paliv. Tento trend je jedním z hlavních důvodů, proč se inženýři snaží hledat nové způsoby, jak využít takzvané odpadní teplo, které vzniká při různých technologických procesech.

Kompresory jsou jedny z nejvyužívanějších energetických zařízení, která najdeme v podstatě v každém průmyslovém podniku, ale také v potravinářství či lékařství. Na pohon kompresorů se v současnosti spotřebuje přibližně 30 % světové produkce elektrické energie [14] a využití odpadního tepla vznikajícího při jejich fungování jako alternativního zdroje energie je jedním ze způsobů, jak tuto energii co nejsmysluplněji a nejefektivněji využít například při jiných technologických procesech. Jednotlivá řešení by měla zvýšit účinnost celého systému a tím dosáhnout snížení potřebného množství elektrické energie a zároveň tak podstatně snížit celkové výrobní náklady podniku. Dalším pozitivem plynoucím z úspory elektřiny, které lze považovat za méně významné z hlediska vedení firmy, zato však má velký globální význam je pak šetrnost k životnímu prostředí a hospodárnost s ohledem na fosilní paliva. Jednotlivé systémy však mohou mít i své nevýhody, mezi ty nejdůležitější patří vysoké pořizovací náklady, zejména pro malé podniky, a také zvětšování konstrukce strojů, je proto nutné pokračovat v dalším vývoji, který by tyto nedostatky eliminoval.

Cílem této práce je seznámení se s problematikou kompresorů, odpadního tepla vznikajícího při jejich práci a způsoby využívání toho tepla k různým účelům jako je například ohřev teplé vody, vytápění či předehřev vody k dalšímu použití při různých technologických procesech.

2. Nízkopotenciální teplo

Nízkopotenciální energie je taková energie, která se je vázána v přírodě okolo nás, zejména ve vzduchu, vodě a zemi. Jedná se o obnovitelnou a ekologickou energii s mnoha možnostmi uplatnění. Využití nízkopotenciálního tepla však má i svá omezení, a to kvůli teplotám, jež jsou obecně nižší než u jiných zdrojů energie.

Odpadní teplo z kompresorů a dalších technologických procesů lze také pokládat za zdroj nízkopotenciálního tepla a jako s takovým s ním zacházet. [1] [3]

2.1. Zdroje nízkopotenciálního tepla

Nízkopotenciální teplo pochází ze dvou typů zdrojů. První z nich jsou přírodní zdroje, tedy voda, vzduch a země, tím druhým je pak průmysl, jež je zdrojem tzv. odpadního tepla. Více informací o odpadním teple lze najít v této práci v kapitole 4. Odpadní teplo.

Co se týče přírodních zdrojů, jedním z nich může být vzduch, zejména tedy venkovní, popřípadě v některých případech lze použít i vnitřní odpadní teplo k dalšímu použití. Tento způsob se nazývá rekuperace tepla a v poslední době vzrůstá jeho obliba pro použití při vytápění rodinných domů. Hlavními výhodami vzduchu jakožto nízkopotenciálního zdroje tepla je snadný přístup ke zdroji a jeho neomezenost. Není však využitelné ve všech klimatických podmínkách a jeho teplota během roku značně kolísá.

Voda je dalším přírodním nízkopotenciálním zdrojem. Využití lze najít zejména pro podzemní vody, tedy vody ve studnách a podzemních vrtech, ale i pro povrchové vody, jako jsou např. rybníky či řeky. Použití nízkopotenciálního tepla z vody je však značně ohraničeno zejména teplotou a kvalitou vody. U studen je celoroční teplota okolo 10 °C, dostatečně hluboké vrty můžou poskytnout několikanásobně vyšší teplotu geotermální vody, ale mají také mnohem vyšší pořizovací náklady, povrchová voda se pak vyznačuje výrazným kolísáním teploty během roku. Vzhledem k těmto skutečnostem a také ke složitosti související administrativy a legislativy není použití vody jako nízkopotenciálního zdroje příliš časté, v případě povrchových vod se pak jedná v podmínkách České republiky víceméně o raritu.

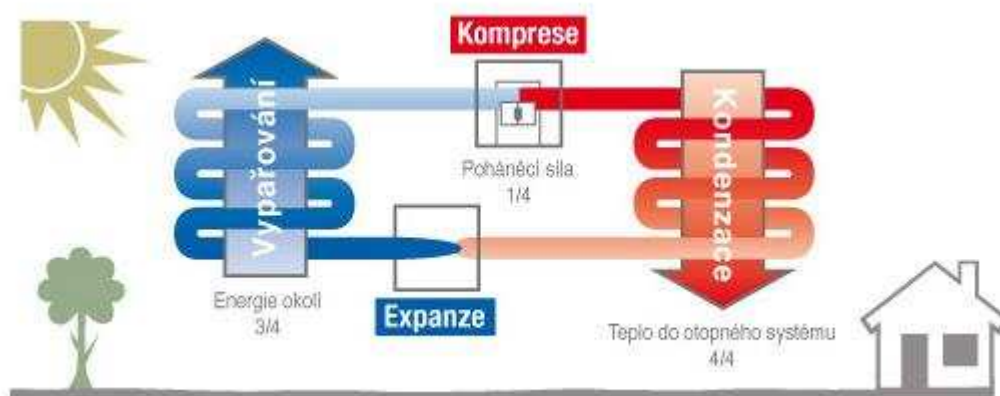
Posledním přírodním zdrojem je země. Teplo se z ní dá získat dvěma způsoby, a to pomocí plošných zemních kolektorů nebo podzemních vrtů. Plošné kolektory se obvykle umísťují horizontálně do hloubky pouhých 150 až 180 cm, jejich instalace však vyžaduje vhodný terén, nejlépe dostatečně rovný a prostorný. Vrty jsou oproti plošným kolektorům

všestrannější v souvislosti s umístěním. Jejich největší nevýhodou je pravděpodobně vysoká finanční náročnost počáteční investice. [2][3][6][5]

2.2. Využití nízkopotenciálního tepla

Nízkopotenciální teplo z přírodních zdrojů nejčastěji využívají zařízení zvaná tepelná čerpadla. Jedná se o energetické systémy, které jsou schopny nevyužitelné teplo z nízkopotenciálních zdrojů přeměnit na teplo s vyšší tepelnou hodnotou, které již lze efektivně využít zejména pro vytápění obytných či průmyslových prostor a k ohřevu teplé vody.

Tepelná čerpadla mohou fungovat na několika různých principech, v současnosti jsou však jednoznačně nejpoužívanější kompresorová tepelná čerpadla. Ta fungují na podobném principu jako chladicí zařízení (včetně např. lednice), která lze v termodynamice popsat pomocí obráceného Carnotova oběhu.



Obrázek 2.1 - Princip tepelného čerpadla [11]

Obrázek 2.1 lze použít k vysvětlení principu fungování kompresorového tepelného čerpadla. Kapalně chladivo, které systémem koloje, absorbuje teplo z přírodního zdroje nízkopotenciálního tepla a postupně se odpařuje ve výparníku. Chladivo v plynném stavu je přivedeno do kompresoru, kde dojde k jeho stlačení provázenému i nárůstem tepla. Poté je chladivo přivedeno do kondenzátoru, kde odevzdá své teplo a zkondenzuje zpět na kapalinu. Kapalně chladivo prochází přes expanzní ventil, kde je mu snížen tlak, opět do výparníku a cyklus se opakuje. [8][9][10][11]

Jak je v obrázku 2.1 uvedeno, z celkového množství energie, která je potřebná k vytápění objektu či ohřevu teplé vody, pochází větší poměrná část z přírodního nízkopotenciálního zdroje tepla a pouze malá část je elektrická energie nutná k pohonu

čerpádla. Tepelné čerpadlo je tedy schopno znásobit vloženou elektrickou energii, což je nejen energeticky a finančně výhodný, ale také ekologický způsob využití nízkopotenciálního tepla.

Jednou z nejvýznamnějších charakteristik, kterou používáme pro posuzování účinnosti tepelného čerpadla je topný faktor. Ten udává poměr mezi výkonem tepelného čerpadla a spotřebou energie. Pokud je topný faktor např. 4 (jako je naznačeno na obrázku 2.1), znamená to, že k vygenerování 4 kW tepla spotřebujeme pouze 1 kW elektrické energie.

Tepelná čerpadla rozdělujeme na několik typů podle zdroje energie (první slovo v názvu) a teplosměnného média (druhé slovo v názvu). Mezi ta nejčastěji používaná patří čerpadla země-voda, vzduch-voda, voda-voda nebo vzduch-vzduch. Stručné charakteristiky jednotlivých zdrojů energie a jejich výhod a nevýhod lze najít v předchozí podkapitole 2.1 – Zdroje nízkopotenciálního tepla. [2][3][4][5][6]

3. Komprese

Komprese je termodynamický děj, při němž dochází ke zmenšení objemu plynu (tedy jeho stlačení) a zároveň k navýšení tlaku. Opačný děj nazýváme expanzí.

Pro vysvětlení principu komprese nejlépe slouží ideální plyn, což je dokonale stlačitelný plyn bez vnitřního tření. Takový plyn reálně neexistuje, jedná se pouze o idealizovaný fyzikální model, který nám pomáhá vysvětlit chování plynů. Pro ideální plyn platí tzv. stavová rovnice ideálního plynu (viz rovnice (1)).

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (1)$$

Kde

p	[Pa]	tlak plynu
V	[m ³]	objem plynu
N	[mol]	látkové množství
R	[J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹]	molární plynová konstanta s hodnotou 8,314 J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹
T	[K]	termodynamická teplota plynu

Komprese ideálního plynu je pak vratnou izotermickou změnou, pro kterou platí pro stavy 1 a 2 rovnice (2) až (4).

$$dT = 0 \quad (2)$$

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (3)$$

$$p \cdot V = konst.$$

(4)

Rovnice (4) je vyjádřením Boylova-Mariotova zákona, který říká, že za konstantní teploty je součin tlaku a objemu ideálního plynu konstantní.

Komprese ideálního plynu může být také adiabatická. Adiabatickým dějem nazýváme takový děj, při němž nedochází k výměně tepla soustavy s okolím. Rovnice adiabatické komprese pak přechází do tvaru (5), kde κ je Poissonova konstanta, kterou lze spočítat podle rovnice (6).

$$p \cdot V^\kappa = konst.$$

(5)

Kde

κ [1] Poissonova konstanta

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

(6)

Kde

c_p [J·kg⁻¹·K⁻¹] Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku

c_v [J·kg⁻¹·K⁻¹] Měrná tepelná kapacita za stálého objemu

Komprese reálných plynů v kompresorech je na rozdíl od komprese ideálního plynu vždy dějem polytropickým (mění se všechny stavové veličiny a soustava si vyměňuje teplo s okolím). Rovnice polytropické komprese ((7)) je opět velmi podobná předchozím rovnicím komprese, Poissonova konstanta je zde nahrazena polytropickým exponentem h .

$$p \cdot V^h = konst.$$

(7)

Kde

h [1] Polytropický exponent

$$1 < h < \kappa$$

3.1. Kompresory

Kompresory jsou významná sekundární energetická zařízení sloužící ke stlačování a dopravě vzdušin. Jejich historie sahá až do 3. tisíciletí př.n.l., kdy k podobnému účelu sloužil měch – předchůdce pístových kompresorů. V podobě, v jaké je známe dnes se začaly vyvíjet na konci 19. století.

Kompresory se vyskytují v podstatě ve všech odvětvích lidské činnosti. Jsou součástí pneumatických i spalovacích motorů a uplatní se tak ve veškerých průmyslových výrobních firmách k pohonu pneumatických zařízení a nástrojů, ale také v lodní a automobilové dopravě. V lékařství a farmacii kompresory zajišťují přísuv kvalitního stlačeného vzduchu do laboratoří, ve stomatologii pak třeba do zubních vrtaček. Velký význam mají kompresory i pro potravinářství, kdy stlačený vzduch potřebujeme například k balení a konzervování potravin a také pro použití v chladicí technice. Jednoduché kompresní přístroje můžeme využívat i v domácnosti k nafukování matrací a pneumatik. Lze tvrdit, že kompresory významně zasahují do běžného života každého z nás.

Kompresory lze dělit podle různých hledisek, například podle počtu stupňů na jednostupňové a vícestupňové, podle média, které stlačují na vzduchové a vodní dále podle dosahované výkonnosti, tlakového poměru nebo způsobu stlačování.

Výkonnost (\dot{V}_d) je jedním z hlavních parametrů kompresorů, který udává objemový tok plynu, který projde sacím hrdlem a je dopraven ke spotřebiči. Podle maximální dosažitelné výkonnosti dělíme kompresory na malé s výkonností do 150 m^3 za hodinu, střední, jejichž výkonnost se pohybuje mezi 150 a 5000 m^3 za hodinu a velké, jež jsou schopny dosáhnout výkonností vyšších než 5000 m^3 za hodinu. [13][14]

Dalším hlediskem, které nám pomůže lépe rozdělit kompresory podle jejich účelu je tlakový poměr, což je údaj, který vyjadřuje zvýšení tlaku stlačovaného média při průchodu kompresorem. Je-li tlakový poměr kompresoru menší než 3, nazýváme jej dmychadlem, tlakový poměr 3–25 mají nízkotlaké kompresory, u středotlakých se tlakový poměr pohybuje mezi 25 a 100, u vysokotlakých pak sahá až k 300. Kompresory s tlakovým poměrem 300 a více nazýváme hyperkompresory. [14]

Některé kompresory jsou schopny fungovat bez chlazení, jiné jej však vyžadují, proto můžeme kompresory rozdělit také na nechlazené (rotační kompresory a turbokompresory) a chlazené (pístové kompresory). Kompresory mohou být chlazené vodou nebo vzduchem. Podle míry mobility rozlišujeme stacionární (nepřenosné), přenosné a mobilní kompresory.

Poslední a nejdůležitější kritérium pro dělení kompresorů je způsob, jakým dosahují stlačení vzduchu. Z tohoto hlediska kompresory dělíme na objemové a rychlostní.

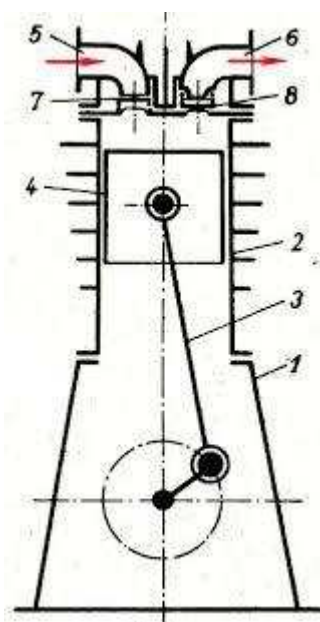
Objemové kompresory jsou založeny na principu periodické změny objemu pracovního prostoru ve válci, která způsobí změnu tlaku média nacházejícího se uvnitř. Ke zmenšení pracovního prostoru dochází při pohybu pístu, který může být přímý (u pístových kompresorů) nebo rotační (u rotačních kompresorů), popřípadě pružným průhybem membrány u speciálních membránových kompresorů.

Rychlostní kompresory mají naopak neměnný pracovní prostor a ke stlačování plynu u nich dochází zvyšováním rychlosti plynu tedy zvyšováním jeho kinetické energie v rotoru a následnou přeměnou kinetické energie na energii tlakovou ve statoru. Tyto kompresory také nazýváme turbokompresory a dělíme je podle směru pohybu média vůči ose stroje na radiální a axiální.

Mimo turbokompresory pak mezi rychlostní kompresory můžeme zařadit i proudové kompresory neboli ejektory. Jejich hlavní částí je dýza, ve které proudí pracovní látka, která slouží jako zdroj kinetické energie. Ve směšovací komoře je tato energie předána stlačované látce a v difuzoru pak dochází z poklesu rychlosti za současného zvýšení tlaku.[13][14]

3.1.1. Pístové kompresory

Pístové kompresory patří mezi objemové kompresory, které dosahují zmenšení pracovního prostoru přímočarým vratným pohybem pístu. Hlavními částmi jsou pracovní prostor, který je ohraničen hlavou a vnitřním povrchem válce a pístem. Píst je spojen s pohonem klikovým mechanismem, který má za úkol převést rotační pohyb motoru na přímočarý pohyb pístu.



Obrázek 3.1 - Schéma pístového kompresoru [24]

- 1 – kliková hřídel
- 2 – válec
- 3 – ojnice
- 4 – píst
- 5 – sací hrdlo
- 6 – výtlačné hrdlo

7 – sací ventil

8 – výtlačný ventil

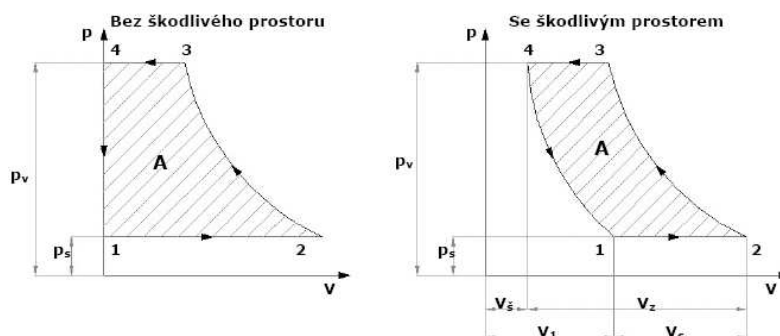
Šipky označují směr průchodu vzduchu

Na obrázku 3.1 můžeme vidět jednoduché schéma pístového kompresoru a jeho hlavní části. Číslem 1 je na obrázku označena kliková skříň, která přechází ve válec (2). Uvnitř se nachází ojnice (3), která je součástí klikového mechanismu spolu s pístem (4). Čísla 5 a 7 označují sání – sací hrdlo (5) a sací ventil (7), obdobný popis najdeme i na straně výtlaku – výtlačné hrdlo (6) a výtlačný ventil (8).

Práce pístových kompresorů se skládá z několika fází, které můžeme vidět na obrázku 3.2. První z nich je sání (mezi body 1-2), tedy nasávání plynu sacím ventilem při stálém tlaku. V této fázi dochází k pohybu pístu z horní do dolní úvrati a zvětšení pracovního objemu. Následuje komprese (mezi body 2-3), tedy pohyb pístu z dolní do horní úvrati při uzavřeném sacím ventilu, kdy dochází k zmenšení objemu plynu a zvětšení tlaku ve válci. V další fázi, kterou nazýváme výtlak (mezi body 3-4), je otevřen výtlačný ventil za současného neustálého pohybu pístu směrem k horní úvrati. Plyn opouští pracovní prostor výtlačným ventilem za konstantního tlaku. Poslední fází je expanze (mezi body 4-1), při níž zbytek stlačeného vzduchu, který nebyl vytlačen při výtlaku expanduje na původní podtlak. Až poté může znovu dojít k otevření sacího výtlaku a všechny fáze se znovu periodicky opakují. [16][48][26]

Činnost pístového kompresoru lze popsat takzvaným p-V diagramem, který znázorňuje závislost tlaku na objemu. Tímto diagramem lze také názorně předvést rozdíl mezi ideálním kompresorem a skutečným kompresorem.

Kompresor považujeme za ideální, je-li dokonale těsný, bez škodlivého prostoru (objem jeho pracovního prostoru je tedy roven zdvihovému objemu) a bez energetických ztrát při transformacích energie i bez ztrát hydraulických při sání a výtlaku. Na obrázku 3.2 vidíme p-V diagram ideálního kompresoru, na němž si lze všimnout, že sání (mezi body 1-2) i výtlak (mezi body 3-4) považujeme za izobarické změny, kompresi (mezi body 2-3) (a v případě ideálního kompresoru se škodlivým prostorem i expanzi mezi body 4-1) pak za změnu izotermickou. [17][26]



Obrázek 3.2 - p-V diagram *ideálního* kompresoru [25]

Skutečný kompresor má užitečný objem pracovního prostoru skládající se ze zdvihového objemu (V_z) a škodlivého prostoru ($V_{\text{ś}}$), což je ta část objemu pracovního prostoru, která zůstane i po výtlaču stále zaplněna plynem. Během práce skutečného kompresoru nejsou změny ideální a dochází při nich k energetickým ztrátám. P-V diagram, který získáme sledováním průběhu pracovního zdvihu reálného kompresoru nazýváme indikátorový diagram (viz obrázek 3.3). Z obrázku lze určit také poměrný škodlivý prostor $\varepsilon_{\text{ś}}$, který je důležitý pro výpočty, a to jako poměr škodlivého objemu $V_{\text{ś}}$ a zdvihového objemu V_z (viz rovnice 8). Poměrný škodlivý prostor se udává v procentech. Celkový pracovní objem je pak definován vztahem (9). [14]

$$\varepsilon_{\text{ś}} = \frac{V_{\text{ś}}}{V_z} \quad [1]$$

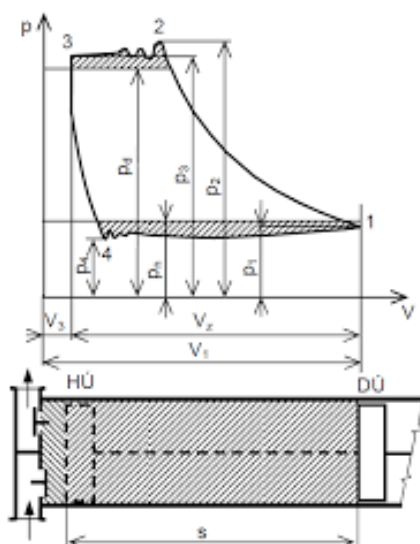
(8)

Kde

$V_{\text{ś}}$	$[\text{m}^3]$	škodlivý objem pracovního prostoru kompresoru
V_z	$[\text{m}^3]$	zdvihový objem pracovního prostoru

$$V_1 = V_z \cdot (1 + \varepsilon_{\text{ś}}) \quad [\text{m}^3]$$

(9)



Obrázek 3.3 - p-V digram skutečného kompresoru [26]

3.1.2. Rotační kompresory

Rotační kompresory jsou dalším typem kompresorů objemových. Na rozdíl od pístových kompresorů je u těchto rotačních využíván rotační pohyb pístu, který je výhodnější než pohyb přímočarý, a to zejména proto, že díky rotaci odpadne nevyvážený vratný pohyb pístu. Píst je přímo spojen s motorem, není tedy nutné zabudovat do konstrukce klikový mechanismus, rotační kompresory jsou proto menší hmotnostně i rozměrově, a tedy i levnější. Mezi nevýhody však patří jejich nižší účinnost a vyšší hlučnost.

Dalším významným znakem rotačních kompresorů je jejich vestavěný tlakový poměr π , který je dán konstrukcí kompresoru (hlavně absencí ventilových rozvodů), a je tedy konstantní. Vestavěný tlakový poměr úzce souvisí s problematikou rázové expanze a rázové komprese. Jedná je o negativní vlivy vzniklé rozdílem mezi vestavěným tlakovým poměrem π a celkovým tlakovým poměrem δ . [14][13]

Je-li tlak při výstupu z kompresoru menší než vnější tlak v síti, tedy platí-li nerovnice (10) a platí-li vztah pro celkový tlakový poměr rovnice (11) a pro vestavěný tlakový poměr rovnice (12), pak platí vztah (13).

Vztahy jsou převzaty z literatury [13].

$$p_2 < p_D \quad (10)$$

Kde

p_2	[MPa]	tlak na výstupu z kompresoru
p_D	[MPa]	vnější tlak v síti

$$\delta = \frac{p_D}{p_1} \quad (11)$$

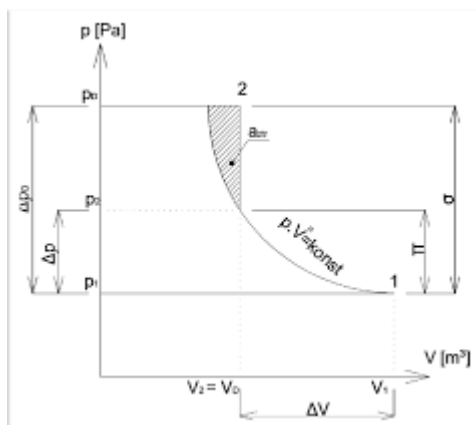
Kde
 δ [1] celkový tlakový poměr

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (12)$$

Kde
 π [1] vestavěný tlakový poměr

$$\pi < \delta \quad (13)$$

V tomto případě dochází k rázové kompresi (viz obrázek 3.4). Ta způsobuje tlakové pulzace v potrubí, nárůst teploty plynu, také zvyšování požadavků na axiální ložiska a v konečném důsledku celkové zvýšení provozních nákladů. Rázová komprese (také zvaná vnější komprese) nastává u Rootsova dmychadla.

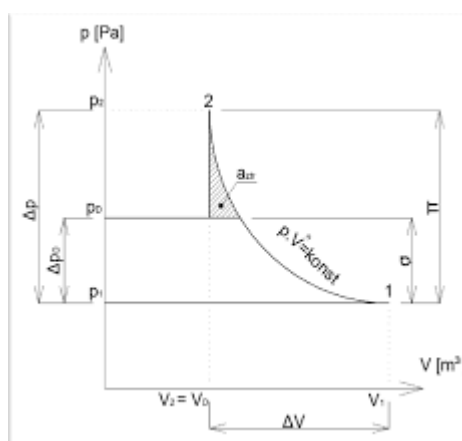


Obrázek 3.4 - Rázová komprese [19]

V opačném případě, tedy pokud platí nerovnice (14) a (15), nastává opačný jev, rázová expanze (viz obrázek 3.5). Expanze do výtlačného potrubí je nebezpečná pro zařízení a práce navíc vynaložená při této expanzi zvyšuje energetickou náročnost provozu stroje, a tedy i finanční náročnost provozu. [15][19]

$$p_2 > p_D \quad (14)$$

$$\pi > \delta \quad (15)$$



Obrázek 3.5 - Rázová expanze [19]

Rotační kompresory rozdělujeme na jednorotorové a dvourotorové. Mezi jednorotorové rotační kompresory patří například křídlové a vodokružné kompresory, Rootsova dmychadla a šroubové kompresory pak označujeme jako kompresory dvourotorové.

A. Jednorotorové rotační kompresory

a) KŘÍDLOVÉ KOMPRESORY

Křídlový kompresor (také zvaný lamelový) se skládá ze statoru a v něm excentricky uloženého válcového rotoru s podélnými drážkami a lamelami. V drážkách se nacházejí ocelové desky tzv. křídla, které při otáčení rotoru díky odstředivé síle tvoří komory o různých objemech. Nasátý vzduch je stlačován díky zmenšujícímu se objemu komor. Zjednodušené schéma křídlového kompresoru lze najít v příloze (Příloha A).

b) VODOKRUŽNÉ KOMPRESORY

Vodokružné kompresory se skládají z pracovního prostoru a v něm umístěného rotoru. Rotor je opět excentricky uložený a má na sobě připevněné lopatky. Při otáčení rotoru se uvnitř vytváří vodní prstenec. Prostor mezi lopatkami se při rotaci mění a tím dochází ke stlačování nasátého plynu. Mezi výhody tohoto typu kompresoru patří klidný chod, snadná údržba, provozní spolehlivost a taky jejich dlouhá životnost. Na druhou stranu jejich účinnost není příliš vysoká, pohybuje se mezi 30 a 50 %. Vodokružný kompresor je vyobrazen v příloze (Příloha B).

B. Dvourotorové rotační kompresory

a) ROOTSOVA DMYCHADLA

Rootsovo dmychadlo je dvourotorový rotační kompresor, které se skládá z pracovního prostoru a dvou rovnoběžně umístěných rotorů s čelním ozubením uložených v ložiscích. Tyto rotory mají speciální cykloidní tvar a fungují jako rotační písty. Všechny základní části kompresoru jsou uzavřeny v tzv. skříni, jež ohraničuje pracovní prostor. Pohon Rootsova dmychadla zajišťuje elektromotor, který pohání jeden z rotorů, pohyb druhého je pak zajištěn ozubeným soukolím a má tedy opačný směr než hnáný rotor. Vzhledem k použití synchronního ozubení není nutné mazání, které by znečišťovalo médium.

Během pracovního cyklu Rootsova dmychadla je vzduch nasáván do prostoru mezi rotorem a stěnou skříně. Při otáčení rotorů se objem tohoto prostoru proměňuje, což se posléze využívá ke stlačení plynu. Rootsovo dmychadlo je charakterizováno vnější kompresí (nastává až za samotným pracovním prostorem), která je zároveň rázová (viz obr. 3.4). Účinnost tohoto stroje se pohybuje mezi 50 a 70 % a je značně závislá na přesnosti výroby.

Rootsovo dmychadlo se dá využít jako dmychadlo, tedy pro stlačování a dopravu plynů do 0,3 MPa, ale také jako vývěva, která odčerpává vzduch z uzavřeného prostoru. Použití těchto strojů je velmi různorodé, využívají se například při čištění odpadních vod, a to k provzdušňování splašků v nádržích, dále k okysličování nádrží pro velkochov ryb, při dopravě transportu plynů, včetně těch s agresivními vlastnostmi, odvětrávání atd.

Nejčastěji jsou vyráběna Rootsova dmychadla dvouzubá (rotory mají dva zuby), v současnosti však vzrůstá obliba tří i více zubových alternativ, které mají vyšší účinnost. [20][18]

Příloha C zobrazuje pracovní cyklus Rootsova dmychadla a příloha (Příloha D) zobrazuje třízubové Rootsovo dmychadlo.

b) ŠROUBOVÉ KOMPRESORY

Šroubové kompresory jsou spolu s pístovými kompresory nejběžněji používané v praxi, a to díky výjimečným vlastnostem, které v sobě spojují výhody pístových a rotačních kompresorů i turbokompresorů. Na rozdíl od pístových kompresorů, které mohou být v provozu pouze 70 % času během hodiny, jsou šroubové kompresory stavěny pro nepřetržitý provoz, což je jednou z jejich nepopíratelných výhod. [26]

Šroubový kompresor konstrukcí v mnohém připomíná Rootsovo dmychadlo, ozubené rotory jsou však nahrazeny tělesy opatřenými šroubovicí. Závit má zpravidla velké stoupání

a nestejný počet zubů. Profil zubů hlavního rotoru je vypouklý, u vedlejšího rotoru pak najdeme naopak vydutý profil. [13][14]

Práce šroubového kompresoru sestává ze tří fází. První z nich je sání, kdy je plyn nasáván do prostoru mezi zuby obou rotorů. Poté dochází ke stlačování, a to díky zmenšování komůrek mezi zuby během rotace. Po dosažení výtlačného ventilu dochází k vytlačení plynu z pracovního prostoru.

Mezi nesporné výhody šroubových kompresorů patří možnost dosahovat vysoké účinnosti (80 až 100 %), dále jejich jednoduchá a rozměrově malá konstrukce, s níž souvisí také nenáročná montáž i údržba. Vyznačují se vysokou provozní spolehlivostí a minimem vibrací, avšak při vyšších otáčkách také vysokou hlasitostí. Hlavní nevýhodu pak lze spatřit ve vestavěném tlakovém poměru.

Šroubové kompresory můžeme rozdělit na mazané a nemazané. Současný vývoj se pohybuje zejména směrem k bezmazným šroubovým kompresorům, které fungují díky synchronnímu ozubení zajišťujícímu bezdotykovou rotaci. Tyto suché šroubové kompresory mají velký význam například v medicíně či potravinářství, ale i v dalších odvětvích, kde jsou kladeny vysoké nároky na čistotu přiváděného vzduchu. Pro aplikace, u kterých není mírná kontaminace olejem zásadní je pak výhodnější použít mazaný šroubový kompresor, který má jednodušší konstrukci a nižší pořizovací náklady. [26]

Schéma šroubového kompresoru se nachází v příloze (Příloha E).

3.1.3. Radiální turbokompresory

Radiální turbokompresory řadíme mezi rychlostní kompresory, které dosahují stačení plynů pomocí zvýšení jejich kinetické energie a její následné přeměny na energii tlakovou během průchodu pracovním prostorem. Jejich název se odvíjí od směru průchodu plynu, který je kolmý k ose stroje.

Plyn je přes sací hrdlo nasáván axiálním směrem do oběžného kola neboli rotoru, jež je opatřen lopatkami, zde změni směr na radiální. K práci kompresoru je nutné, aby se oběžné kolo, které je poháněno elektromotorem, pohybovalo s vysokou obvodovou rychlostí (mezi 110 a 380 m·s⁻¹) za vysokých otáček (3 000 až 80 000 otáček za minutu). Za těchto podmínek pak na plyn působí dostatečná odstředivá síla, díky níž dojde k jeho částečnému stlačení. Z tohoto důvodu tyto stroje často označujeme jako odstředivé kompresory. Po výstupu z oběžného kola je plyn veden do difuzoru s rozšířeným průměrem, kde dojde k jeho zpomalení a zároveň ke zvýšení tlaku. Tyto děje se řídí rovnicí kontinuity a Bernoulliho rovnicí. Poté se plyn přesouvá do spirálové skříně. V některých případech, např. při použití radiální konstrukce jako vývěvy či dmychadla, se difuzor

nezařazuje a plyn přechází z oběžného kola rovnou do skříně. Výše popsanou konstrukci nazýváme stupeň radiálního turbokompresoru.

V praxi najdeme častěji jednostupňové radiální turbokompresory ty vícestupňové, které mají na rotorové hřídeli za sebou umístěných několik stupňů kompresoru, nejčastěji tři. Důvodem pro vícestupňovou kompresi je především nízký tlakový poměr. Za účelem zvýšení účinnosti komprese bývá mezi jednotlivými stupni zařazován mezichladič. Obrázek třístupňového radiálního kompresoru lze najít v příloze (Příloha F).

Při proudění pracovním prostorem/vstupu do rotoru se plyn pohybuje absolutní rychlostí, kterou můžeme rozložit na rychlost unášivou (obvodová rychlost rotoru) a relativní. Vektor unášivé rychlosti je kolmý na průměr rotoru a vektor relativní rychlosti má směr tečny k lopatce rotoru. Vektorovým součtem těchto rychlostí dostaneme výsledný vektor absolutní rychlosti. Na výstupu z rotoru je relativní rychlost pod úhlem, který je shodný se sklonem lopatek. Unášivá rychlost odpovídá vnějšímu průměru rotoru. Jejich vektorovým součinem dostaneme směr i velikost absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola.

Podle úhlu relativní rychlosti na výstupu rozlišujeme tři tvary lopatek. Dopředu zahnuté lopatky, které mají úhel β_2 větší než 90° , jsou schopny dosáhnout největší celkové energie, jež je však z převážné části energií kinetickou. Jelikož je následná transformace kinetické energie na energii tlakovou provázena výraznými ztrátami, účinnost kompresoru s tímto typem lopatek je nízká. Je-li úhel β_2 roven 90° jedná se o lopatky s radiálním výstupem, které dosahují maxima tlakové energie, která je polovinou energie celkové. Lopatky dozadu zahnuté s úhlem β_2 menším než 90° převádí převážnou část energie rovnou na tlak, což má za následek dobrou účinnost. Tento typ lopatek však není schopen dosáhnout velkého zvýšení energie. [13][14]

3.1.4. Axiální turbokompresory

Axiální turbokompresory lze charakterizovat souosým směrem proudění plynu. Po nasátí do vstupního statoru plyn prochází několika stupni, které se skládají vždy z rotorových a statorových lopatek. Axiální turbokompresory jsou vždy vícestupňové. Rotor se skládá z motorem poháněné rotorové hřídele, na níž jsou připevněny oběžné lopatky, které při rotaci způsobují zrychlení plynu, tedy zvýšení jeho kinetické energie a částečně i stlačení. Stator má naopak pevné lopatky a dochází v něm ke zpomalení plynu, tedy přeměně kinetické energie na energii tlakovou.

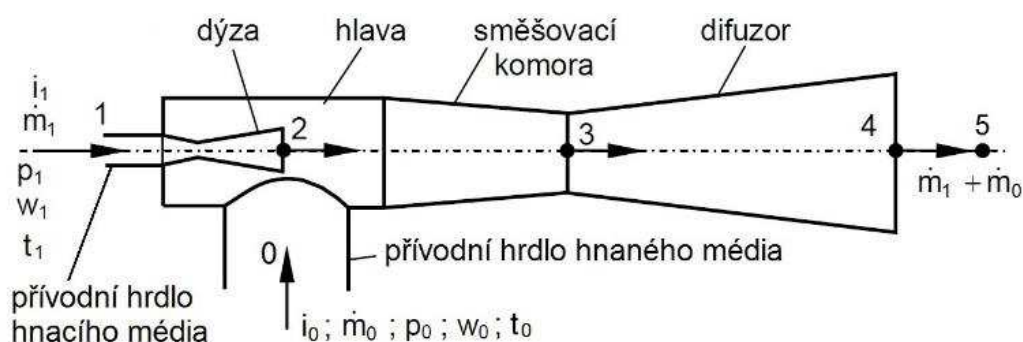
Ve srovnání s odstředivými kompresory jsou mají axiální nižší hmotnost a menší radiální rozměry, při stejném průtoku jsou ale delší, jelikož se obvykle skládají z více stupňů. Důvodem pro vícestupňovou kompresi je zde vysoký tlakový poměr, jehož dosažení během

jednoho stupně by bylo velmi neúčinné. Také jejich energetická účinnost je mírně vyšší (o 2 až 5 %). [13][14]

Axiální turbokompresory jsou využívány jako součást spalovacích turbín, a to zejména turbín o vysokých výkonech, které požadují na straně kompresoru schopnost kontinuálně stlačovat velké objemy vzduchu. Schéma axiálního turbokompresoru obsahuje příloha (Příloha G).

3.1.5. Proudové kompresory

Posledním významným typem kompresorů jsou proudové kompresory, které řadíme mezi kompresory rychlostní neboli dynamické. Proudové kompresory lze rozdělit na ejektory, které pracují jako vývěvy a na injektory, které dopravují stlačený vzduch přímo do spotřebičů. Mezi jejich hlavní přednosti patří velmi jednoduchá konstrukce, která neobsahuje žádné pohyblivé části a nevyžaduje tedy vysoké investiční náklady, dále pak spolehlivost během provozu. Tyto výhody však vyvažuje velmi nízká účinnost, která nepřesahuje 30 %. [17]

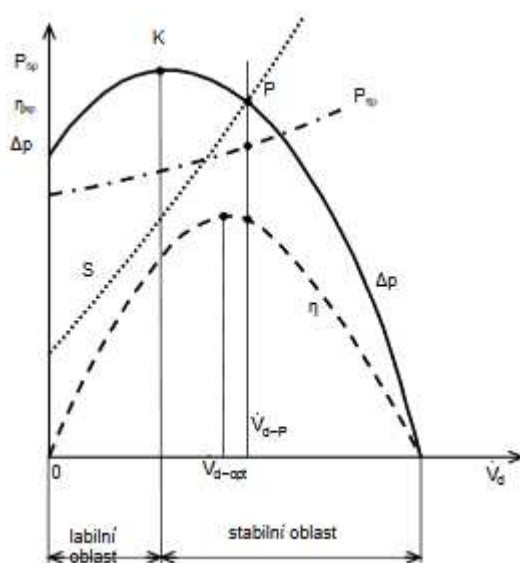


Obrázek 3.6 - Schéma proudového kompresoru [17]

Na obrázku 3.7 - Schéma proudového kompresoru najdeme hlavní části tohoto zřízení. Na počátku stojí přívodní hrdlo, které přivádí hnací médium do dýzy, v níž dosáhne nadkritické rychlosti. První z nich je hlava neboli vstupní komora, do níž vstupují dvěma různými přívodními hrdly obě média, hnací i hnané. Hnací médium neboli pracovní látka o hmotnostním průtoku \dot{m}_p funguje jako zdroj energie pro transport dopravované látky (hnaného média) s hmotnostním průtokem \dot{m}_d . Pracovní látka ještě před vstupem do hlavy prochází dýzou, v níž dojde k urychlení média na nadkritickou rychlost a zároveň k poklesu tlaku, který musí být nižší než tlak, při kterém je přívodním hrdlem přiváděna dopravovaná látka. Za hlavou následuje směšovací komora, v níž dochází k turbulentnímu míšení obou proudů a k předávání kinetické energie z pracovní látky na dopravovanou látku za vzniku výsledného proudu ($\dot{m}_v = \dot{m}_d + \dot{m}_p$). Ten dále putuje do difuzoru, který má opačnou funkci než dýza – zpomaluje proud a zvyšuje jeho tlakovou energii. [17][29]

3.2. Charakteristiky kompresorů

Charakteristikami kompresoru nazýváme údaje, které najdeme nejčastěji ve formě grafu a můžeme se z nich dozvědět důležité informace o chování daného kompresoru při měnících se parametrech provozu. Jedná se o grafy závislosti některých významných veličin (tlakové změny, výkonu a účinnosti) na výkonnosti kompresoru. Data, která slouží k vytvoření charakteristik jsou získána experimentálním měřením. Na obrázku 3.7 jsou vyobrazeny všechny hlavní charakteristiky – tlaková (Δp), výkonová (P_{sp}) a účinnostní (η) pro konstantní otáčky.



Obrázek 3.7 - Energetické charakteristiky axiálního turbokompresoru [13]

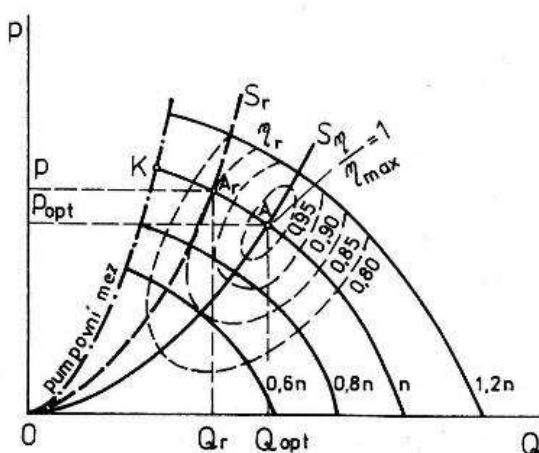
Tlaková charakteristika představuje závislost změny tlaku na dopravovaném množství kompresoru (jeho objemovém průtoku). Graf tlakové charakteristiky má inflexní bod K (viz obrázek 3.7), v němž dochází k dělení na labilní a stabilní oblast.

Ve stabilní oblasti je stroj schopen přizpůsobit se změnám v odběru plynu i změnám v odporu sítě snížením objemového průtoku za současného zvýšení měrné energie. Labilní oblast se naopak vyznačuje nestabilním provozem. Odebírá-li kompresor menší množství plynu, než potřebuje dodat spotřebiči dochází k tzv. pumpování; po překročení kritického bodu K dochází ke zpětnému proudění plynu, plyn se z výtlaku vrací zpět do sání za poklesu tlaku. Po dosažení minimální hodnoty dochází opět ke skokové změně a provoz se vrací do stabilní oblasti. Děj se poté opakuje. Pumpování je nežádoucím dějem, který může ohrozit bezpečnost provozu, je spjat s výrazným hlukem a může způsobit i mechanické poškození soustrojí. Zamezíme mu, pokud budeme provoz kompresoru udržovat ve stabilní oblasti, a to vhodnou regulací. [14]

3.2.1. Pole charakteristik

Provoz kompresorů je silně závislý na otáčkách, proto často vytváříme tzv. pole charakteristik (viz obrázek 3.8), do nějž zakreslujeme tlakové charakteristiky pro různé otáčky. Kritické body K jednotlivých tlakových charakteristik tvoří pumpovní mezi, která je nespojitá a vyznačuje stabilní oblast provozu. Graf je dále doplněn o odporové charakteristiky sítě označené písmeny S a S_r a o křivky znázorňující poměrné účinnosti.

V praxi má pole charakteristik velký význam při regulaci výkonnosti kompresoru změnou otáček, jelikož nám umožňuje stanovit optimální tlakové a výkonnostní podmínky provozu kompresoru s co nejvyšší účinností a tím zajišťuje co nejekonomičtější provoz.[14]



Obrázek 3.8 - Pole charakteristik [28]

3.2.2. Provozní bod

Provozním bodem nazýváme průsečík tlakové charakteristiky kompresoru a odporové charakteristiky spotřebiče. Na obrázku 3.7 je odporová charakteristika označena písmenem S, tlaková charakteristika je značena symbolem Δp a jejich průsečík, tedy provozní bod, je značen písmenem P.

Provozní bod je důležitým bodem, který nám umožňuje odečíst parametry kompresoru, při kterých je kompresor schopen překonat odpor spotřebiče. Jedná se o následující parametry: objemový průtok kompresorem, změnu tlaku (čili zvýšení měrné energie) a máme-li k dispozici i ostatní charakteristiky, pak také příkon a účinnost. [27][13][14]

3.3. Přehled výrobců kompresorů

Vzhledem k širokému využití kompresorů v téměř všech oblastech průmyslu dnes ve světě působí nepřeborné množství firem zaměřujících se na jejich výrobu, od malých společností produkujících jen některé typy kompresorů až po ty největší, které dodávají na světový trh velké množství kompresorů různých typů a výkonností.

Ze světově působících společností je třeba zmínit Ingersoll-Rand, jednu z největších světových firem původem z USA se zaměřením hlavně na vzduchovou a čerpací techniku včetně různých typů kompresorů. Jako zástupce asijského kontinentu lze uvést např. japonskou společnost KOBELCO Kobe Steel.

Evropský trh s kompresory a další vzduchovou technikou se skládá z mnoha firem světového významu. Množství z nich má původ v Německu, které je obecně považováno za jednu z vedoucích zemí Evropy na poli techniky a průmyslu. Pochází odtud např. firmy ALMIG, Kaeser či Siemens (firma s velkým portfoliem výrobků včetně kompresorů a dalších zařízení pro stlačování a dopravu plynů), přičemž všechny zmíněné mají pobočky po celém světě včetně České republiky. Velký evropský i světový význam má také švédská firma Atlas Copco, jejíž pobočky taktéž najdeme v naší zemi. [49][50][51]

Co se týče českých firem, mezi ty nejvýznamnější patří Orlík a Atmos Chrást, obě s bohatou historií i sortimentem.[52][53]

4. Odpadní teplo

Odpadním teplem můžeme obecně nazývat veškeré teplo, které vzniká v průmyslu (při technologických procesech, jako produkt chladicích zařízení, jako teplo ve spalínách apod.), které je klasicky považováno za negativní průvodní jev (energetickou ztrátu) a ve většině případů se dále nevyužívá. Vzhledem k energetické krizi a snahám o zvýšení ekologičnosti výrobních procesů je využívání tohoto tepla jednou z priorit energetiků, kteří se snaží hledat nové technologie, jak odpadní teplo co nejefektivněji využít. Dalším důvodem, který by mohl v budoucnosti vést k většímu rozšíření technologií využívání odpadního tepla je ekonomická stránka – i přes náročnou počáteční investici může zavedení těchto systémů vést k finančním úsporám.

4.1. Zdroje

Zdroje průmyslového odpadního tepla můžeme podle dosahovaných teplot rozdělit na nízkopotenciální, středněpotenciální a vysokopotenciální. Vysoký potenciál mají zejména metalurgické procesy, nejvyšších teplot (do přibližně 1500 °C) dosahují pece na nikl, měď a hliník a také sklářské a koksovací pece či elektrické obloukové pece. Zdroje odpadního

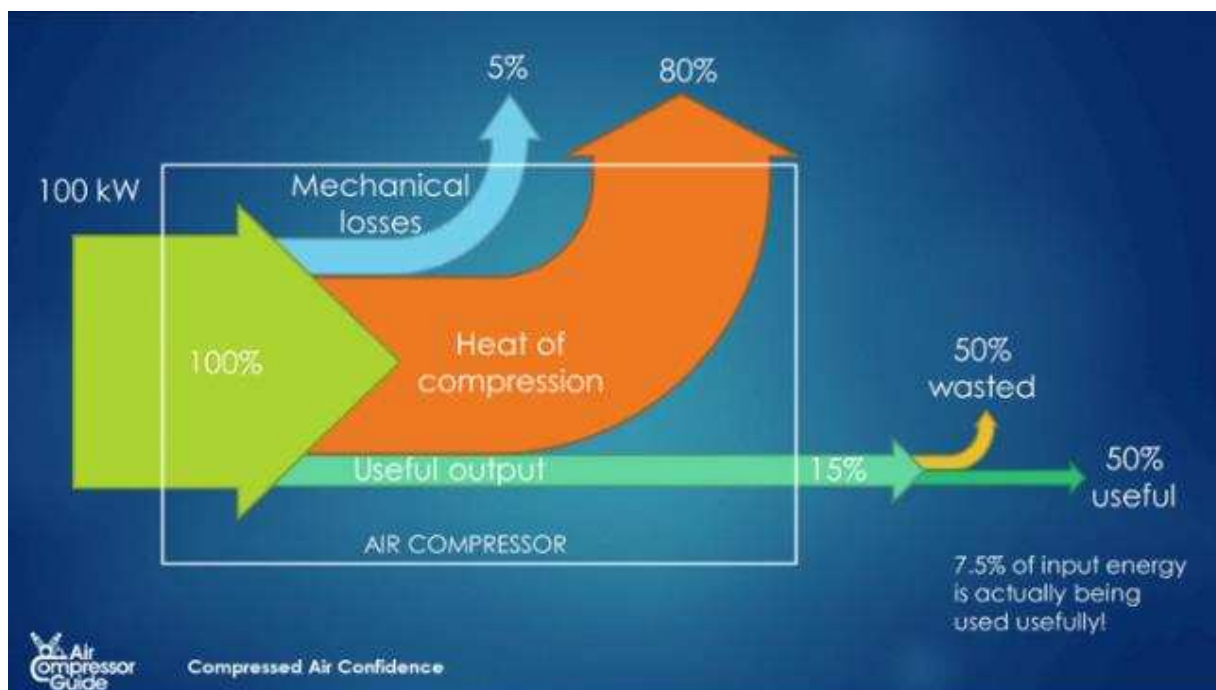
tepla se středně vysokým potenciálem (nejčastěji okolo 500 °C), jsou zejména výfukové plyny např. z turbín, kotlů či motorů. Největší zastoupení mají nízkopotenciální zdroje, které mohou dosahovat teplo až 260 °C, častěji se však teploty pohybují kolem 120 až 150 °C. Patří zde hlavně chladicí voda z motorů, kompresorů či chladicích zařízení, odpadní voda z čistíček odpadních vod a množství dalších zdrojů. [5]

4.2. Odpadní teplo z kompresorů

Stlačování reálných plynů je z termodynamické podstaty komprese dějem produkujícím teplo. K produkci tepla dochází v důsledku změn ostatních stavových veličin.

Pomocí grafů energetických bilancí můžeme určit, jak velká část z celkové energie vložené do kompresoru je spotřebována ke kompresi a jaká část byla přeměněna na teplo, popřípadě kolik energie spotřebovaly další ztráty.

Sankeyův diagram je jedním ze způsobů zachycení toků energie v energetických zařízeních. Je založen na zobrazení vstupní a výstupní energie, včetně odchozích energetických ztrát, a to v reálném poměru. Na obrázku 4.1 se nachází příklad Sankeyova diagramu při stlačování vzduchu. Jak můžeme na obrázku vidět, vložená energie se může až z 80 % přeměnit na odpadní teplo. Ne veškeré odpadní teplo takto vzniklé je využitelné, přesto však může jeho použití značně snížit provozní náklady a zefektivnit celý proces, jehož je komprese součástí.



Obrázek 4.1 - Sankeyův diagram komprese [31]

80 % odpadní teplo

5 % mechanické ztráty
15 % užitečná výstupní energie, z toho 50 % zmařená energie a 50 % využitá energie

4.3. Využití

Tato podkapitola shrnuje možnosti využití odpadního tepla, a to hlavně z nízkopotenciálních zdrojů. Odpadní teplo lze využít k několika účelům. V průmyslu je časté využívat jej k některým technologickým procesům, které vyžadují teplo, např. k předehřevu spalovacího vzduchu nebo ohřevu průmyslové vody.

Další možností je výroba tepla ať už k vytápění objektů nebo k ohřevu užitkové vody. Tyto systémy jsou založené na tepelných čerpadlech a tepelných výměnících. Tepelná čerpadla (viz podkapitola 2.2 této práce) jsou zařízení, která zvyšují tepelnou hodnotu nízkopotenciálního tepla. V současnosti je převážná většina tepelných čerpadel poháněna elektricky, existují však i tzv. absorbční čerpadla, kterým je hnací energie dodávána v podobě tepelné energie. Zdrojem této energie pak může být odpadní teplo. Tepelné čerpadlo poháněné odpadním teplem může sloužit k vytápění i výrobě teplé vody. [32][33][5]

Tepelné výměníky mohou sloužit k rekuperaci (zpětnému získávání) odpadního tepla z kompresorů. Instalace rekuperačních výměníků do systému kompresoru zajistí snížení nutného množství energie pro provoz.

Odpadní teplo lze využít i k opačnému účelu – výrobě chladu. K tomuto účelu slouží absorbční chladicí systém. Absorbce je fyzikální děj, při kterém se plynná látka (absorbát) rozpouští v látce kapalné (absorbent). V chladicích zařízeních tyto látky označujeme jako chladivo a absorbent. Kapalné chladivo odebírá teplo chlazené látky a ve výparníku se odpařuje, v plynném stavu je pak odvedeno do absorbéru. Zde je rozpuštěno v absorbentu. Absorbent obohacený o páry chladiva je pak přiveden do desorbéru, kde je mu dodáno teplo, což způsobí uvolnění par chladiva. Chladivo zkondenzuje v kondenzátoru a vrací se do výparníku, koncentrovaný absorbent je odveden zpět do absorbéru. Absorbční chlazení se uplatňuje u ledniček, ale také v průmyslu, kde je jako zdroj tepla využíváno teplo odpadní. [32][33][5]

Sdruženou výrobu chladu, tepla a elektrické energie nazýváme trigenerací. Jedná se o spojení kogenerační jednotky (zařízení jež produkuje elektřinu a teplo) s absorbčním chladicím zařízením. Zdrojem energie bývá nejčastěji zemní plyn nebo bioplyn, který vytváří elektřinu, a odpadní teplo z tohoto procesu je použito k vytápění nebo ohřevu vody. Trigenerace má oproti kogeneraci tu výhodu, že v případě nepotřeby tepla v letních měsících dokáže díky absorbční chladicí jednotce vytvořit chlad. [32][33][5]

Posledním možným využitím odpadního tepla je výroba elektrické energie. K tomu slouží ORC systémy, jimž je věnována nadcházející kapitola. [32]

5. Organický Rankinův cyklus

Organický Rankinův cyklus (dále ORC) je tepelný oběh využívaný v zařízeních přeměňujících tepelnou energii na elektrickou energii. Příkladem dalšího takové oběhu je Rankin-Clausiovův cyklus, na jehož principu fungují parní turbíny. Oproti Rankin-Clausiovu oběhu, jehož teplonosným médiem je voda je pracovní látkou v ORC oběhu organická látka. Obecně platí, že organické látky mají ve srovnání s vodou nižší výparné teplo, což umožňuje využívat pro pohon zařízení s ORC oběhem nízkopotenciální zdroje energie.

Mezi hlavní zdroje pro ORC zařízení patří odpadní teplo pocházející z různých výrobních a spalovacích procesů (z elektráren, hutí, kotelen, skláren, cementáren) včetně tepla, jež produkují kompresory, nebo odpadní teplo, jež je produkováno kogeneračními jednotkami (např. bioplynovými stanicemi). Lze použít i některé přírodní zdroje, jako je geotermální a solární energie.

5.1. Historie ORC

Počátky ORC systému sahají do druhé poloviny 19. století v návaznosti a vznik a rozvoj parního stroje, jež využívá Rankin-Clausiovův parní oběh. Stojí za ním William J.M. Rankin, jeden z otců parního stroje. Prvotní myšlenkou bylo využití jiných látek, než je voda jako pracovního média tohoto parního oběhu.

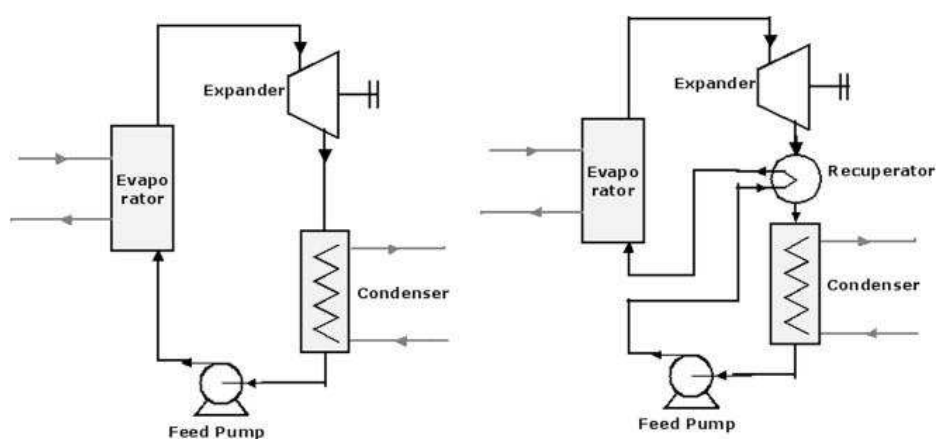
První skutečné snahy o rozvoj takového zařízení se však začínají objevovat až v polovině 20. století. Mezi první významné úspěchy patří Rankinovy motory postavené v 60. letech 20. století Harry Zvi Taborem a Lucienem Bronskim, jejichž médiem byl monochlorbenzen a byly schopny dosáhnout teplot až 150 °C. V roce 1967 vznikla na poloostrově Kamčatka (součást tehdejší SSSR) první elektrárna s ORC systémem, který využíval nízkopotenciální geotermální vodu s teplotou pohybující se okolo 80 °C. [39]

Významný vývoj ORC systému s organickými kapalinami mají na svědomí Italové v čele s profesory Gianfranco Angelinem, Mario Gaiem a Ennio Macchim. Během let 1976 až 1984 navrhli a realizovali 14 ORC elektráren s různými zdroji tepla včetně solární i geotermální energie, ale také průmyslového odpadního tepla.

V současnosti jsou ORC systémy hojně využívány po celém světě a vzhledem současné energetické krizi, jež nás nutí hledat nové možnosti využívání často jinými způsoby nevyužitelného tepla lze očekávat, že jejich vývoj zdaleka nekončí. [38]

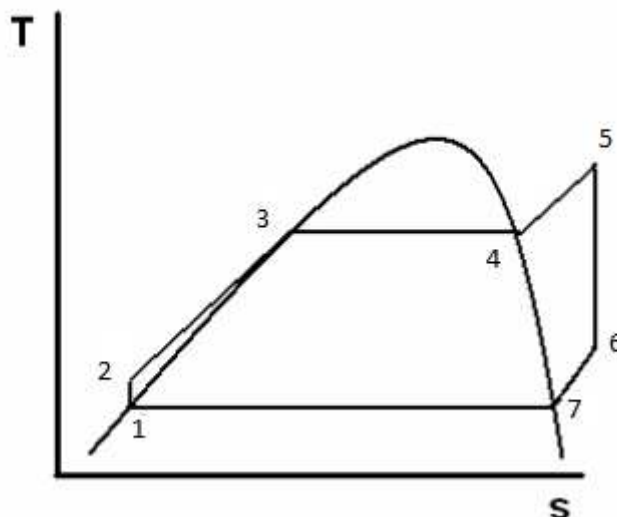
5.2. Princip ORC

ORC oběh funguje na velmi podobném principu jako Rankin-Clausiusův parní oběh. Do výparníku je čerpána organická kapalina, která se díky teplu přivedenému z nízkopotenciálního zdroje energie začne zahřívat a vypařovat. Vzniklá pára o vysoké energii je přivedena na expandér, který pohání generátor, jež produkuje elektrickou energii. Plyn o nízkém tlaku je poté přiveden do kondenzátoru, kde zkondenzuje na kapalinu, jež je poté opět čerpána do výparníku. U ORC oběhu s regenerací najdeme za turbínou ještě tzv. regenerátor, který slouží k rekuperaci tepla zbylého v médiu. Zkondenzovaná kapalina pak při dalším čerpání do výparníku prochází regenerátorem a dochází tak k jejímu přehřevu. Na obrázku 5.1 se nachází schéma ORC oběhu bez regenerace (vlevo) a s regenerací (vpravo).



Obrázek 5.1 - Schéma ORC oběhu [40]

K popisu principu ORC skvěle poslouží T-s diagram oběhu. T-s diagram zobrazuje závislost mezi teplotou a entropií při termodynamických změnách. Plocha pod křivkou diagramu pak odpovídá množství tepla při těchto změnách předávaného. Termodynamické stavové změny, ke kterým v ORC oběhu dochází lze zjednodušeně popsat jako ideální vratné termodynamické změny. Skutečně probíhající změny se však od těch ideálních odlišují.



Obrázek 5.2 - T-s diagram ORC cyklu s regenerací [35] upraveno autorem

K následujícímu popisu dějů v ORC oběhu bude sloužit obrázek 5.2, který zobrazuje T-s diagram ORC oběhu s regeneračním ohřevem.

Mezi body 1-2 probíhá čerpání pracovní látky do systému čepadlem. Při čerpání dochází k významnému zvýšení tlaku, tuto změnu lze tedy popsat jako adiabatickou kompresi neboli stlačení bez přívodu tepla.

Mezi body 2-3 dochází k předehřátí pracovní látky při konstantním tlaku a teplotě nejprve v regenerátoru, který látce předává zbytkové teplo z pracovního média, jež už prošlo pracovním cyklem, a posléze v předehříváči (v oběhu bez regenerace dochází k předehřevu pouze v předehříváči). Jedná se tedy o izobaricko-izotermický ohřev kapalné látky.

Dalším dějem je izobarické vypařování, k němuž dochází mezi body 3-4 ve výparníku. V této fázi se ze syté kapaliny nejprve stane sytá pára, jejíž vlhkost se s dalším zahříváním snižuje, až dosáhne stavu přehřáté páry. Látka dále putuje do expandéru, kde dochází mezi body 4-5 k adiabatické expanzi. V této fázi oběh koná práci. Energie kumulovaná v expandéru je přenesena na generátor, který ji transformuje na elektrickou energii.

Po expanzi putuje pára o sníženém tlaku do regenerátoru, tedy tepelného výměníku, kterému předá za stálého tlaku zbytek svého tepla (mezi body 5-6).

Ochlazená pára je odvedena do kondenzátoru, kde mezi body 6-7 za stálého tlaku i teploty probíhá kondenzace, tedy změna stavu pracovního média z páry opět na kapalinu. V této fázi je cyklus uzavřen a může začít zase od začátku. [34][35][36][37][38]

5.3. Přehled pracovních látek pro ORC oběh

Výběr média pro ORC oběh má naprosto zásadní význam na jeho fungování a výslednou účinnost procesu. Volba vhodné pracovní látky probíhá na základě pracovních podmínek pro ORC systém a zahrnuje výběr dle fyzikálních a termodynamických vlastností látky jako je výparné teplo a jeho závislost na tlaku nebo bod varu. Dále je nutné přihlídnout i k bezpečnosti a ekologičnosti média, dalšími kritérii tak jsou např. hořlavost, úroveň toxicity či vliv na globální oteplování. K tomu nám slouží zejména dva parametry, prvním z nich je ODP (ozone depletion potential) neboli potenciální poškození ozonové vrstvy, druhým je GWP (global warming potential) čili potenciální vliv na globální oteplování. Z ekonomického hlediska pak sledujeme také cenu a dostupnost jednotlivých látek. [36][41]

Pracovní látky, které se dají pro ORC použít patří do mnoha různých skupin, nejčastěji se však jedná o různé typy uhlovodíků, tedy například chlorované uhlovodíky, fluorované uhlovodíky (HFC), chlorované fluorované uhlovodíky (CFC), což jsou chladiva často označovaná jako freony, dnes stále častěji nahrazována ekologičtějšími hydrofluorovodíky. Dalšími látkami jsou siloxany nejčastěji ve formě silikonových olejů nebo aromatizovaný uhlovodík toluen.

V tabulce v příloze (Příloha H) je uveden přehled některých nejčastěji používaných pracovních látek v ORC systémech včetně některých jejich důležitých vlastností, jako jsou teploty varu, kritické teploty i tlaky či ODP a GWP. Některé z uvedených látek jsou v současnosti zakázány (R-11), popřípadě se od jejich užívání postupně odstupuje (R-123) v důsledku mezinárodních dohod, které zpřísňují nároky na ekologičnost. V tabulce jsou uvedeny pro srovnání.

6. Tepelné výměníky

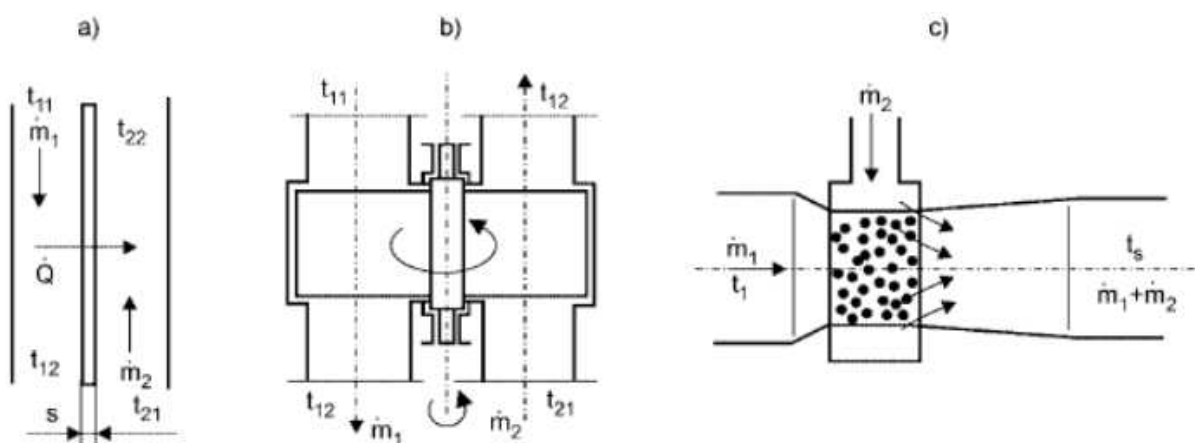
Tepelné výměníky jsou zařízení, v nichž dochází k přenosu tepelné energie mezi dvěma či více proudícími teplotonosnými médii, tedy kapalinami či plyny. Přenos tepla se řídí termodynamickými zákony, základním z nich je 1. zákon termodynamiky, který říká, že teplo se vždy přenáší směrem z teplejší látky na chladnější.

Možnosti využití tepelných výměníků v energetice jsou v podstatě neomezené, dají se použít jako ohříváky, přehříváky, výparníky, ale také naopak jako chladiče či kondenzátory. Velký význam mají při procesu zpětného získávání tepla, také označovaném jako rekuperace tepla.

Výměníky rozdělujeme podle několika hledisek. Kritérium, které je důležité pro návrh a výpočet výměníku je směr proudění teplotonosných médií. Základními typy jsou pak výměníky souproudé, jejichž osy proudů obou médií jsou navzájem rovnoběžné a také mají

stejný směr, dále se jedná o protiproudé výměníky, kde jsou osy proudů opět rovnoběžné, ale jejich směr je již opačný. Dalším typem jsou křížové výměníky s osami proudů mimoběžnými v kolmém průmětu svírajícími 90° , popř. šikmé výměníky, u nichž jsou proudy také mimoběžné, ale již nedodržují podmínku 90° . Kombinací více typů proudů vznikají výměníky s kombinovaným prouděním.

Podle způsobu, jakým výměníky fungují je lze rozdělit na rekuperační, regenerační a směšovací (viz obrázek 6.1). U rekuperačních výměníků (a)) jsou obě média od sebe navzájem oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce. K přenosu tepla zde dochází teplosměnnými plochami, jež jsou na obou stranách. U regeneračních výměníků (b)) je teplejší (tedy ohřívací) médium dovedeno do prostoru, kde odevzdá své teplo okolní pevné látce, s určitým časovým zpožděním je pak do stejného prostoru přivedeno chladnější (ohřívané) médium, které přijme teplo dříve zde odevzdané ohřívacím médiem. Ve směšovacích výměnících (c)) jsou obě média směšovaná a předávají si tedy teplo přímo mezi sebou. [43]



Obrázek 6.1 - Typy výměníků [43]

- a) Rekuperační výměník
- b) Regenerační výměník
- c) Směšovací výměník

6.1. Rekuperační výměníky

Nejrozšířenějšími výměníky jsou pravděpodobně výměníky rekuperační. Podle konstrukce je můžeme rozdělit na několik typů – trubkové, deskové a žebrované.

U trubkových výměníků jsou základem jejich konstrukce trubky, kterými proudí teplotonosná média. Patří zde plášťové výměníky, které mají vnější plášť a uvnitř pak dvě rovné trubky a přepážky mezi nimi, dále článkové trubkové výměníky tzv. trubka v trubce,

vlásenkové výměníky s U-trubkami, u nichž je svazek trubek vložen do vnějšího pláště či výměníky se šroubovitě vinutými trubkami.

Pro zvětšení teplosměnné plochy výměníků se často používá žebrování. Žebra zásadně umísťujeme na stranu menšího součinitele přestupu tepla, mohou tedy být na vnitřním i vnějším povrchu trubek.

Posledním typem rekuperačních výměníků jsou deskové výměníky. Teplosměnnou plochu deskových výměníků představují plochy desek, které jsou navzájem spojeny (přivařeny nebo přišroubovány). Deky mají v sobě z obou stran prolisy, které po přitisknutí desek k sobě vytvoří kanálky, kterými proudí obě média odděleně (různými typy kanálků). [44]

6.2. Regenerační výměníky

Regenerační výměníky fungují na principu akumulace tepla v omezeném prostoru vyplněném teplosměnným materiálem. Ohřívací (tedy teplejší) látka předává teplo výplni, teplo se akumuluje a poté je předáno ohřívané (chladnější) látce.

Regenerační výměníky nejsou tak všestranně použitelné jako výměníky rekuperační, v energetice mají dvě zásadní využití, a to jako spalínové ohříváky vzduchu a jako součásti systémů pro zpětné získávání tepla.

Rotační spalínový ohřívák vzduchu Ljungstrom je regenerační výměník, jehož konstrukce pochází již z roku 1920 a stojí za ní švédský inženýr Frederic Ljungstrom. Toto zařízení se skládá z rotoru, v němž jsou uloženy tenké plechy, jež slouží jako akumulační materiál. Ohřívák vzduchu Ljungstrom dokáže zvýšit účinnost kotle až o 20 %, což vede ke znatelnému snížení celkových nákladů a ekologičtějšímu hospodaření s palivem. [45]

Moderní rotační regenerační výměníky slouží často ke zpětnému získávání tepla ze vzduchotechnických a klimatizačních zařízení, a to nejen v průmyslu, ale stále častěji také ve veřejných budovách i rodinných domech, u nichž chceme snížit jejich energetickou náročnost.

6.3. Směšovací výměníky

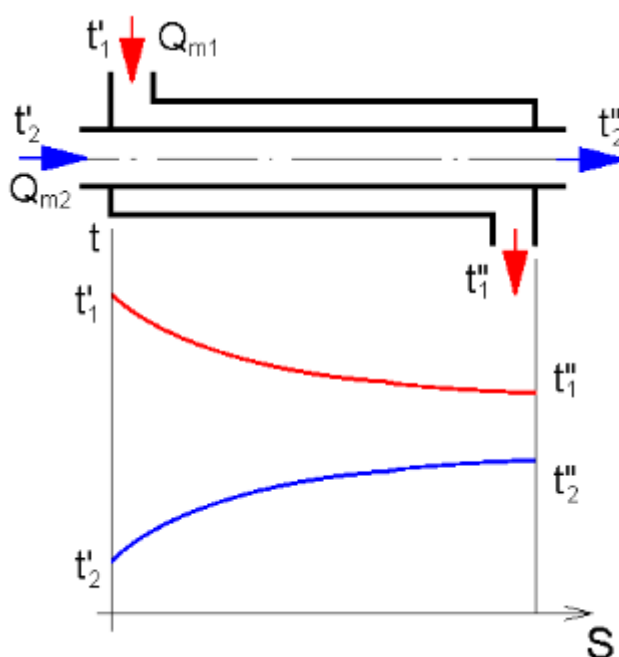
Směšovací výměníky nemají na rozdíl od všech ostatních typů výměníků teplosměnné plochy, jelikož k přenosu tepla u nich dochází přímým kontaktem jednotlivých médií, která se smísí a vytvoří tak homogenní směs o ustálené výsledné teplotě. Tento princip vede k jednoduché konstrukci ve srovnání s ostatními druhy výměníků.

Směšovací výměníky lze použít jako vstříkové chladiče k regulaci teploty páry, dále jako odplynovávky, které slouží k ohřevu napájecí vody parních kotlů a zároveň k odstranění plynů, které jsou v ní rozpuštěné. Dalším významným použitím směšovacích výměníků jsou chladicí věže elektráren, jež slouží k ochlazení vody, která chladí kondenzátor.[45]

6.4. Výpočet trubkového výměníku

Následující část práce se bude věnovat výpočtu trubkového rekuperačního tepelného výměníku typu "trubka v trubce". Uvedeny budou dva výpočty, pro souproudý a pro protiproudý výměník. Výpočtové vztahy vycházejí z literatury [45].

6.4.1. Výpočet souproudého výměníku



Obrázek 6.2 - Souproudý výměník [46]

Na obrázku 6.2 najdeme zjednodušené schéma souproudého výměníku a průběhy teplot v něm. Jednotlivá média jsou označena červenou a modrou barvou. Červenou je označeno teplejší médium, modrou chladnější médium. Směry proudění pak označují červené a modré šipky.

Zadané hodnoty

\dot{m}_1, \dot{m}_2	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtoky médií 1 a 2
c_{p1}, c_{p2}	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrné tepelné kapacity médií 1 a 2
t'_1, t'_2	$[\text{K}]$	teploty médií 1 a 2 na vstupu do výměníku
t''_1, t''_2	$[\text{K}]$	teploty médií 1 a 2 na výstupu z výměníku
k	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	střední součinitel prostupu tepla

Základními rovnicemi pro výpočet výměníku jsou tepelná bilance výměníku (rovnice (16)), rovnice pro výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu (rovnice (18)) a rovnice prostupu tepla výměníkem (rovnice (19)).

Rovnice tepelné bilance vyjadřuje skutečnost, že teplo, které teplejší médium předá médiu chladnějšímu je rovno teplu, které chladnější médium přijme od média teplejšího. Ve skutečnosti je tento proces provázen tepelnými ztrátami, které lze vyjádřit účinností výměníku. Ta se obvykle pohybuje v hodnotách vyšších než 0,97, proto ji lze v některých případech zanedbat a ponechat rovnici tepelné bilance ve tvaru (16).

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) \quad [\text{W}] \quad (16)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2) \quad [\text{W}] \quad (17)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Dalším krokem výpočtu výměníku je výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu. Pro souproutý výměník platí rovnice (18).

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} \quad [1] \quad (18)$$

Rovnice prostupu tepla (19) slouží nejčastěji k výpočtu velikosti teplosměnné plochy výměníku (dle rovnice (20)).

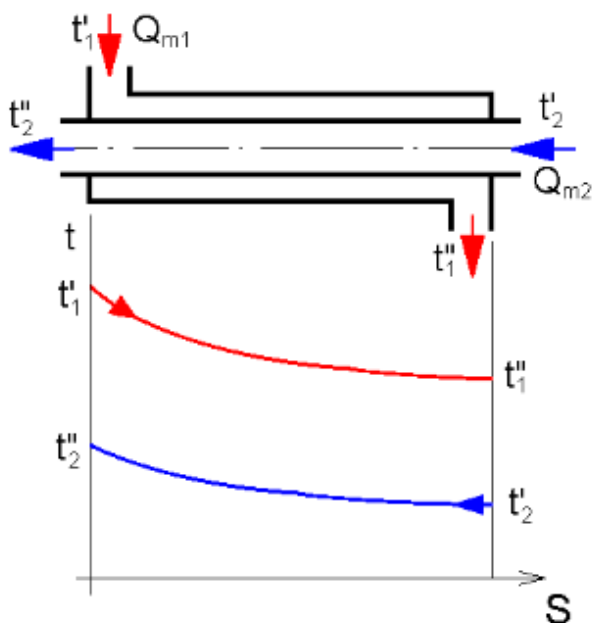
$$\dot{Q} = S \cdot k \cdot \Delta t_{stř} \quad [\text{W}] \quad (19)$$

Kde

S $[\text{m}^2]$ obsah teplosměnné plochy výměníku

$$S = \frac{k \cdot \Delta t_{stř}}{q} \quad (20)$$

6.4.2. Výpočet protiproudého výměníku



Obrázek 6.3 - Protiproudý výměník [47]

Výpočet protiproudého výměníku se v zásadě příliš neliší od výpočtu souproudého výměníku, je pouze nutné pozorně dosazovat správné teploty. Rozdíly teplot v rovnici tepelné bilance jsou vždy rozdíly teplot jednotlivých médií na výstupu a na vstupu. Do rovnice pro výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu naopak dosazujeme hodnoty

Tepelnou bilanci pro protiproudý výměník s označením veličin podle obrázku 6.3 lze napsat ve tvaru rovnice (21).

$$Q_{1,2} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 \quad [\text{W}] \quad (21)$$

Po správném dosazení teplot rovnice přechází do tvaru (22).

$$Q_{1,2} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2) \quad [\text{W}] \quad (22)$$

Pro střední logaritmický teplotní rozdíl v tomto případě platí rovnice (23).

$$\Delta t_{stř} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{\ln \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (23)$$

Rovnice pro výpočet tepelného toku výměníkem rovnice (19) je stejná pro souproudý i protiproudý výměník.

$$\dot{Q} = S \cdot k \cdot \Delta t_{stř} \quad [W]$$

7. Návrh schématu pro využití odpadního tepla

V příloze (Příloha I) je zobrazeno schéma navrženého ORC systému. Můžeme v něm rozpoznat tři jednotlivé okruhy rozdělené podle cirkulující tekutiny a propojené tepelnými výměníky.

Modrou barvou je označen chladicí okruh ORC, v němž obíhá chladivo. To je z čerpací nádrže napájecím čerpadlem vedeno do systému výměníků tepla. Prvním výměníkem je ohřívák, v němž je k ohřevu chladiva použito zbytkové teplo přivedené z chladiva, které již prošlo cyklem. K dalšímu ohřevu dochází díky oleji o vysoké teplotě, který vstupuje do přehříváče a dalších dvou protiproudých výměníků a předává své teplo chladivu. Chladivo se ve výměnících dostává na teplotu varu a vypařuje se, ve formě páry pak vstupuje do expandéru (jedná se v podstatě o opačně zapojený šroubový kompresor), kde je jeho entalpie z části převedena na energii mechanickou, ta je následně generátorem převedena na energii elektrickou. Z expandéru putuje chladivo nejprve do ohříváku, kde odevzdá zbytkové teplo, a poté do dalšího protiproudého výměníku – kondenzátoru, do něhož je přiváděna chladná voda, díky níž dojde ke zkapalnění chladiva. Za kondenzátorem následuje filtrační zařízení, které zachycuje jemné nečistoty v chladivu a zároveň slouží k odvodnění. Z filtru je chladivo vedeno do napájecí nádrže, která slouží jako zásobník chladivo. Odtud pak může být do oběhu znovu načerpáno čerpadlem.

Dalším okruhem, který je na obrázku vyznačen červeně, je okruh oleje. V tomto okruhu cirkuluje termoolej, který je ohříván na vysokou teplotu odpadním teplem, které vzniká v kompresoru jako vedlejší produkt stlačování vzduchu. Termoolej o vysoké teplotě poté vstupuje do okruhu chladiva, kde v systému protiproudých výměníků předává teplo chladivu a následně se vrací zpět do kompresoru.

Posledním okruhem značeným na obrázku zelenou barvou je okruh s vodou. Voda slouží v ORC systému ke kondenzaci plynného chladiva a odvodu tepla, které se při kondenzaci uvolňuje. Oběh vody zajišťuje cirkulační čerpadlo, které vodu dopravuje do kondenzátoru, kde dojde k pohlcení tepla, a poté z kondenzátoru do dvou teplovzdušných ventilátorů, které teplo bez užitku odvádí do okolního vzduchu, jelikož jeho tepelný potenciál je už příliš nízký i pro použití v ORC systému. Při správném umístění vývodu teplého vzduchu by bylo možné využít toto zbytkové teplo k vytápění.

ORC systém je osázen mnoha čidly, mezi ty nejpoužívanější patří tlakoměr, teploměr a průtokoměr, za expandérem jsou měřeny otáčky otáčkoměrem. Měřicí přístroje jsou pro systém důležitá z provozních i bezpečnostních důvodů. Dalšími prvky, jež lze na schématu nalézt jsou ventily. První ventil zabraňuje, aby byla na expandér převedena pára o příliš vysokém tlaku, následujícím ventilem pak můžeme odpojit okruh regeneračního ohřevu, pokud čidla vyhodnotí, že není třeba jej zapojovat. Velmi důležitý je pojistný ventil, který celý systém uzavře v případě jeho přetlakování.

8. Výpočet výměníku pro využití odpadního tepla

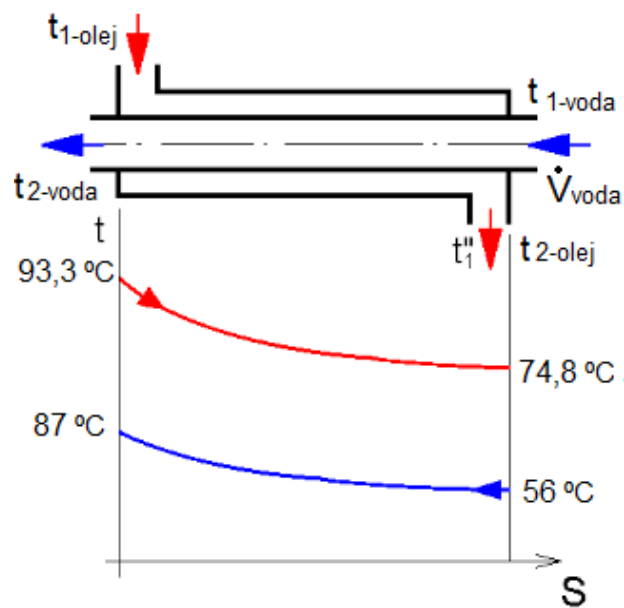
Následující kapitola se zabývá návrhem a výpočtem výměníku pro využití odpadního tepla. Jedná se protiproudý výměník typu "trubka v trubce", který slouží jako chladič oleje. Chladicí tekutinou je voda. Základem výpočtu jsou rovnice uvedené v kapitole 6.4.2 této práce.

Zadané hodnoty

$t_{1-voda} = 56 \text{ }^{\circ}\text{C}$	teplota vody na vstupu do chladiče
$t_{2-voda} = 87 \text{ }^{\circ}\text{C}$	teplota vody na výstupu z chladiče
$\dot{V}_{voda} = 0,444757 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$	objemový průtok vody chladičem
$\rho_{voda} = 995 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$	hustota vody
$c_{p-voda} = 4,18 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita vody za stálého tlaku
$\alpha_{voda} = 4,62 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla na straně vody
$t_{1-olej} = 93,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$	teplota oleje na vstupu do chladiče
$t_{2-olej} = 74,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	teplota oleje na výstupu z chladiče
$\rho_{olej} = 995 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$	hustota oleje
$c_{p-olej} = 4,18 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita oleje za stálého tlaku
$\alpha_{olej} = 4,62 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla na straně oleje
$\lambda_{ocel} = 50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti ocelové trubky
$\eta = 0,98$	účinnost výměníku

Zvolené hodnoty (zjištěné ze strojnických tabulek)

$D = 33,7 \text{ mm}$	vnější průměr ocelové trubky
$d = 28,5 \text{ mm}$	vnitřní průměr ocelové trubky



Obrázek 8.1 - Průběh teplot v navrhovaném výměníku [47] upraveno autorem

Výpočet tepelného toku vody

Výpočet tepelného toku \dot{Q} [kW] vychází z rovnice (22) uvedené v kapitole 6.4.2, do níž je dosazen hmotnostní průtok vody přepočtený podle rovnice (24).

$$m_{voda} = V_{voda} \cdot \rho_{voda} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (24)$$

$$Q_{voda} = V_{voda} \cdot \rho_{voda} \cdot c_{p-voda} \cdot (t_{2-voda} - t_{1-voda}) \quad [\text{kW}]$$

$$Q_{voda} = 0,444757 \cdot 10^{-3} \cdot 995 \cdot 4,18 \cdot (87 - 56) = 57,343 \text{ kW}$$

Výpočet skutečného tepelného výkonu výměníku

Přenos tepla ve výměníku je doprovázen tepelnými ztrátami, které vyjadřuje účinnost výměníku η . Chladnější látka (voda), tedy ve skutečnosti přijme menší množství tepla, než které jí teplejší látka (olej) odevzdává.

$$Q_{voda} = Q_{olej} \cdot \eta \quad [\text{kW}] \quad (25)$$

Po úpravě zjistíme tepelný tok přenesený olejem.

$$Q_{olej} = \frac{Q_{voda}}{\eta}$$

$$Q_{olej} = \frac{57,343}{0,98} = 58,513 \text{ kW}$$

Výpočet hmotnostního a objemového průtoku oleje

$$Q_{olej} = m_{olej} \cdot c_{p-olej} \cdot (t_{1-olej} - t_{2-olej})$$

$$m_{olej} = \frac{Q_{olej}}{c_{p-olej} \cdot (t_{1-olej} - t_{2-olej})}$$

$$m_{olej} = \frac{58,513}{1,86 \cdot (93,3 - 74,8)} = 1,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$V_{olej} = \frac{m}{\rho_{olej}}$$

$$V_{olej} = \frac{1,7}{850} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 2 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu

Výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu vychází z rovnice (23) v kapitole 6.4.2. Po dosazení zadaných hodnot rovnice přechází v následující tvar.

$$\Delta t_{stř} = \frac{(t_{1-olej} - t_{2-voda}) - (t_{2-olej} - t_{1-voda})}{\ln \frac{t_{1-olej} - t_{2-voda}}{t_{2-olej} - t_{1-voda}}}$$

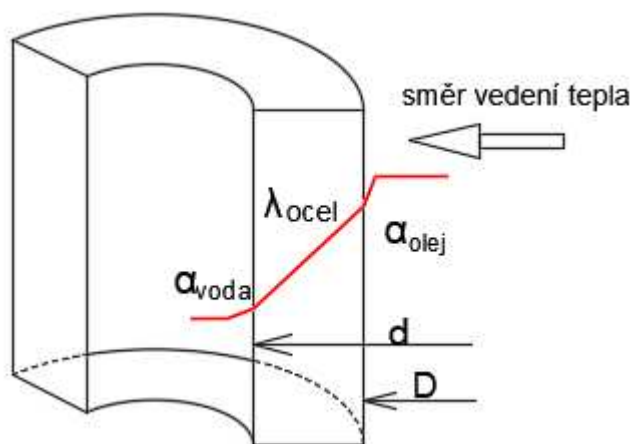
$$\Delta t_{stř} = \frac{(93,3 - 87) - (74,8 - 56)}{\ln \left(\frac{93,3 - 87}{74,8 - 56} \right)} = 11,433 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla se určuje, dochází-li k přenosu tepla konvencí i kondukcí zároveň. Pro prostup tepla válcovou stěnou se vypočítá podle rovnice (26). Tato rovnice je vyjádřením délkového součinitele prostupu tepla, jež je vztažen na jednotku délky.

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{olej} \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ocel}} \cdot \ln \left(\frac{D}{d} \right) + \frac{1}{\alpha_{voda} \cdot d}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{62 \cdot 33,7 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \left(\frac{33,7 \cdot 10^{-3}}{28,5 \cdot 10^{-3}} \right) + \frac{1}{4,62 \cdot 28,4 \cdot 10^{-3}}} = 322,238 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (26)$$



Obrázek 8.2 - Prostup tepla ve výměníku

Výpočet potřebné délky trubky

Potřebnou délku trubky lze vypočítat z rovnice (28) odvozené z rovnice (27).

$$Q = k_L \cdot L \cdot \Delta t_{stř} \quad [\text{W}] \quad (27)$$

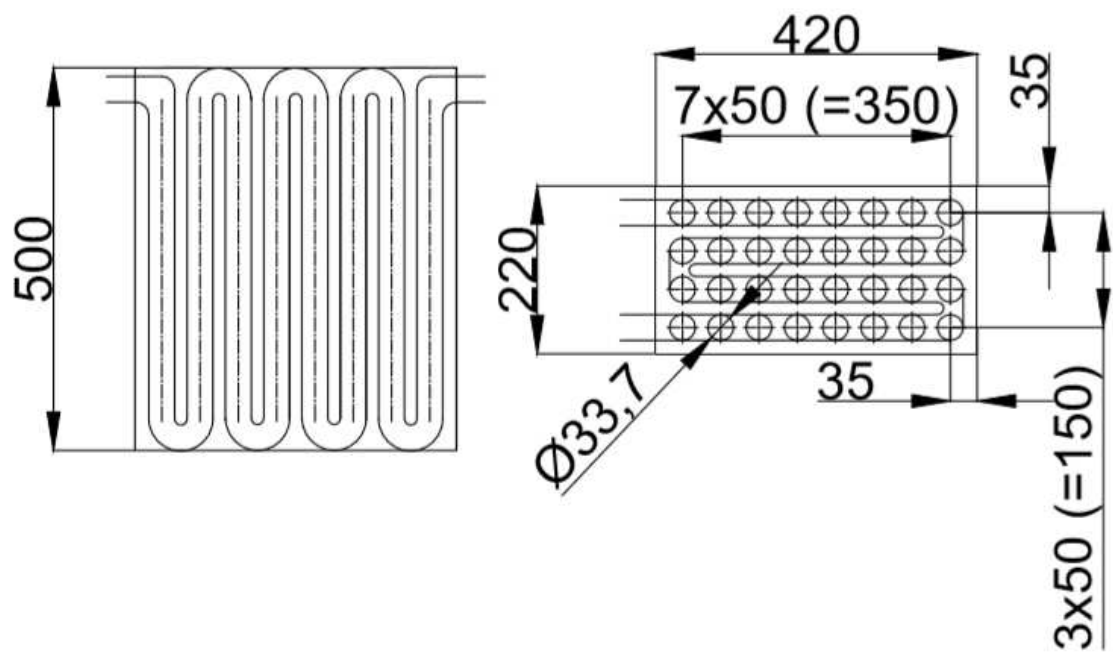
$$L = \frac{Q}{k_L \cdot \Delta t_{stř}} \quad [\text{m}] \quad (28)$$

$$L = \frac{58\,513}{322,238 \cdot 11,433} = 15,882 \text{ m}$$

Po zaokrouhlení určíme délku trubky na 16 metrů.

Návrh geometrického uspořádání výměníku

Na obrázku 8.1 je návrh geometrického uspořádání výměníku. Délka trubky byla rozdělena na 32 trubek měřících 0,5 metru. Ty byly vloženy do čtyř řad po osmi trubkách s roztečí 50 mm.



Obrázek 8.3 - Geometrické uspořádání výměníku

9. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provedení rešerše na téma odpadní teplo z kompresorů a jeho využití. Teoretická část práce se zabývá některými pojmy, které s touto problematikou souvisí. První část definuje nízkopotenciální teplo, jeho zdroje a nejvýznamnější použití, další kapitola je věnována kompresorům. Obsahuje jejich rozdělení, stručný popis jednotlivých typů, přehled nejdůležitějších charakteristik a zmiňuje také některé výrobce kompresorů. Následující kapitola se věnuje odpadnímu teplu a praktickým možnostem jeho využití. Na toto téma navazuje kapitola, jež se věnuje organickému Rankinovu cyklu. Je zde popsán jeho princip a možnosti uplatnění v systémech pro využití odpadního tepla. Poslední teoretická kapitola se zabývá tepelnými výměníky, které jsou nedílnou součástí téměř všech energetických zařízení včetně ORC systému.

Praktická část bakalářské práce obsahuje návrh ORC systému, který jako tepelný zdroj využívá odpadní teplo z kompresoru. Schéma je doplněno popisem jednotlivých okruhů a zařízení. Následující část obsahuje návrh a výpočet chladiče v ORC systému pro využití odpadního tepla.

Hlavní myšlenkou bakalářské práce je snaha o nalezení způsobu, jak efektivně využít odpadní teplo z kompresorů. Důvodů, proč má toto téma velký potenciál pro budoucí uplatnění je několik. Jsou to především důvody ekonomické a ekologické. Z ekonomického hlediska je pro průmyslové podniky vždy nejvýhodnější využít co největší část vložené energie, jelikož to může vést ke značným finančním úsporám. Neméně důležité je ekologické hledisko. Využíváním alternativních zdrojů energie jako je i odpadní teplo lze snížit spotřebu neobnovitelných fosilních paliv, jejichž zásoby s rostoucími energetickými požadavky klesají. Z výše uvedených důvodů by měl být ORC systémům i dalším systémům pro využití odpadního tepla další výzkum.

10. Seznam obrázků

Obrázek 2.1 - Princip tepelného čerpadla [11].....	7
Obrázek 3.1 - Schéma pístového kompresoru [24].....	11
Obrázek 3.2 - p-V diagram ideálního kompresoru [25]	13
Obrázek 3.3 - p-V digram skutečného kompresoru [26].....	14
Obrázek 3.4 - Rázová komprese [19]	15
Obrázek 3.5 - Rázová expanze [19]	16
Obrázek 3.6 - Schéma proudového kompresoru [17]	20
Obrázek 3.7 - Energetické charakteristiky axiálního turbokompresoru [13].....	21
Obrázek 3.8 - Pole charakteristik [28].....	22
Obrázek 4.1 - Sankeyův diagram komprese [31].....	24
Obrázek 5.1 - Schéma ORC oběhu [40]	27
Obrázek 5.2 - T-s diagram ORC cyklu s regenerací [35] upraveno autorem.....	28
Obrázek 6.1 - Typy výměníků [43].....	30
Obrázek 6.2 - Souproudý výměník [46]	32
Obrázek 6.3 - Protiproudý výměník [47]	34
Obrázek 8.1 - Průběh teplot v navrhovaném výměníku [47] upraveno autorem.....	37
Obrázek 8.2 - Prostup tepla ve výměníku	39
Obrázek 8.3 - Geometrické uspořádání výměníku.....	40

11. Seznam příloh

Příloha A	Křídlový kompresor [23]
Příloha B	Vodokružný kompresor [26]
Příloha C	Pracovní cyklus Rootsova dmyhadla [21]
Příloha D	Třízubové Rootsovo dmyhadlo [20]
Příloha E	Schéma šroubového kompresoru [14]
Příloha F	Třístupňový radiální turbokompresor [15]
Příloha G	Axiální turbokompresor [15]
Příloha H	Přehled ORC pracovních látek [41][42]
Příloha I	Návrh ORC systému

12. Seznam použité literatury

- [1] Co je to nízkopotenciální energie. In: Thermia [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://czech.thermia.com/nizkopotencialni-energie/co-je-to-nizkopotencialni-energie/>
- [2] ŠMÍDA, Igor. Tepelná čerpadla a jejich použití v otopných soustavách (I). In: TZB-info [online]. c2001-2019, 6.12.2002 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/1271-tepelna-cerpadla-a-jejich-pouziti-v-otopnych-soustavach-i>
- [3] POTOČNÍK, P. *Tepelná čerpadla s možností chlazení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 23 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph. D
- [4] DVOŘÁK, V. *Tepelná čerpadla – zkušenosti z provozu*. Bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 34 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.
- [5] NOVÁK, M. *Využití odpadního tepla z průmyslových procesů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství 2016. 36 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Havlásek.
- [6] HERWIG, Bohumil. Tepelné čerpadlo země-voda. Vyplatí se?. In: Lupa.cz: Server o českém internetu [online]. c1998-2019, 6. 9. 2013 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.lupa.cz/clanky/tepelne-cerpadlo-zeme-voda-vyplati-se/>
- [7] Vrty pro tepelná čerpadla. In: Enerfin plus s.r.o: Efektivní využití energie [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.enerfinplus.cz/vrty-pro-tepelna-cerpadla.html>
- [8] Princip tepelných čerpadel. In: IVT Tepelná čerpadla s.r.o [online]. c2003-2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.cerpadla-ivt.cz/cz/princip-tepelnych-cerpadel>
- [9] Princip tepelného čerpadla. In: Revel s.r.o [online]. 2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.revel-pex.com/princip-tepelneho-cerpadla.html>
- [10] Princip tepelného čerpadla. In: Ochsner Tepelná čerpadla [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://www.ochsnercz.cz/cz/o-tepelnych-cerpadlech/princip-tepelneho-cerpadla.html>
- [11] Princip tepelného čerpadla. In: Klima Rapid s.r.o – klimatizace, tepelná čerpadla, vzduchotechnika, čističky vzduchu [online]. c2010 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://www.klimarapid.cz/princip-tepelneho-cerpadla>

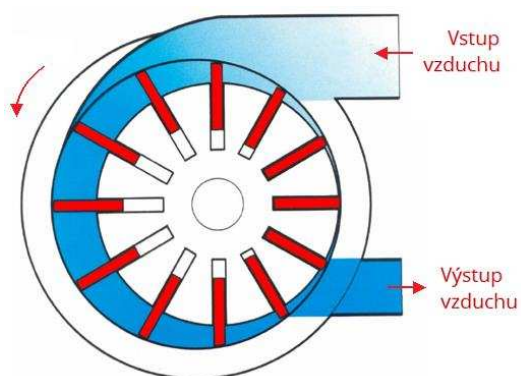
- [12] KOSOBUD, Jiří. *Návrh tepelného čerpadla pro rodinné domy* [online]. 2017 [cit. 2019-05-11]. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni.
- [13] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. *Kompresory* 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [14] KOLÁRČÍK, Kamil, Jaroslav KAMINSKÝ a Mojmír VRTEK. *Kompresory: skriptum pro partnerské střední školy* [online]. Ostrava, 2012, 72 s. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf
- [15] *Kompresory*. ELUC [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1929>
- [16] *Kompresory, dmyhadla, ventilátory: stroje pro stlačování a dopravu plynů*. In: *Strojnictví* [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://files.strojarna.webnode.cz/200000046-39b4b3aae6/Kompresory.pdf>
- [17] VÝTISK, Tomáš. *Provoz energetických strojů: Kompresory* [online]. [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: http://fs1.vsb.cz/361/vyuka/vyt/PES/PES_kompresory.pdf
- [18] VOJTĚŠEK, Aleš. *Přepřínování spalovacích motorů* [online]. Brno, 2012, 48 s. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=53296. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [19] VÝTISK, Jan. *Výskyt problémů s rázovou kompresí a rázovou expanzí – studie* [online]. Ostrava, 2016 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/114702/VYT0023_FS_B2341_3907R009_2016.pdf?sequence=1&isAllowed=n. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava.
- [20] *Rootova dmyhadla*. In: Mivalt: *Solenoidové ventily, elektromagnetické ventily, dmyhadla* [online]. c2014 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.mivalt.cz/cs/dmyhadla-a-kompresory/rootova-dmyhadla>
- [21] *Rootsovo dmyhadlo*. In: *Střední průmyslová škola strojnická Olomouc* [online]. c2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://www.spssol.cz/~vyuka/PRILOHY/CAD/ROOTSOVO%20DMYCHADLO/rootdm05.JPG>
- [22] *Vývěvy*. ELUC [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1932>
- [23] *Princíp práce lamelového kompresora*. ENCYKLOPÉDIA POZNANIA [online]. c2013-2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://encyklopediapoznania.sk/clanok/7047/kompresor>

- [24] Pístové kompresory. *Střední průmyslová škola a vyšší odborná škola Brno, Sokolská* [online]. c2014-2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_08-06.pdf
- [25] GREPL, Radovan. Pístový kompresor. In: *Středoškolská technika 2018: Setkání a prezentace prací středoškolských studentů na ČVUT* [online]. 2018 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: http://www1.fs.cvut.cz/stretech/2018/sbornik_2018/pdf/60.pdf
- [26] ŘEHÁNEK, Matěj. *Kompresory v chladicích okruzích* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=102534. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [27] GRIGA, Vladimír. *Měření na turbokompresoru* [online]. Liberec, 2012 [cit. 2019-05-11]. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci.
- [28] KOPÁČEK, Petr. *Současná konstrukční řešení rotačních kompresorů, prevence jejich pompáže* [online]. Brno, 2009 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/412/BP_09_Kopacek_Petr_101093.pdf/. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [29] WENZEL, Richard. *Návrh proudového kompresoru pro odsávání vysokopecního plynu* [online]. Ostrava, 2017 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/117460/WEN0007_FS_N2301_2302T006_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava.
- [30] LINHARTOVÁ, Zuzana. *Výroba a úprava stlačeného vzduchu* [online]. Praha, 2016 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/117460/WEN0007_FS_N2301_2302T006_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Praze.
- [31] The cost of compressed air. In: Jaguar Air Compressors [online]. 19. 1. 2018 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://jaguarcompressors.co.za/the-cost-of-compressed-air/>
- [32] BUDÍN, Jan. Využití odpadního tepla pro výrobu elektřiny, tepla a chladu. In: *OEnergetice.cz* [online]. 27. 8. 2015 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/technologie/elektroenergetika/vyuziti-odpadniho-tepla-pro-vyrobu-elektriny-tepla-a-chladu/>
- [33] *Katalog úsporných opatření* [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://www.kataloguspor.cz/>
- [34] BECK, Michal. *Zvýšení podílu výroby elektrické energie na BPS pomocí ORC cyklu* [online]. Brno, 2012 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=55388. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

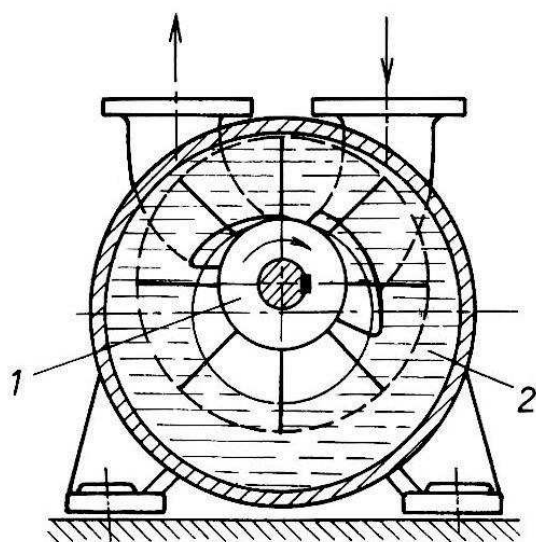
- [35] SNÁŠEL, Jan. *Netradiční tepelné oběhy* [online]. Brno, 2010 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=55388. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [36] ŠPALE, Jan. *Organický Rankinův cyklus využívající vícesložkové pracovní látky* [online]. Praha, 2018 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/77511/F2-BP-2018-Spale-Jan-BP.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [37] KONÍČEK, Jiří. [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/99851/KON608_FS_B2341_3907R009_2013.pdf?sequence=1&isAllowed=n. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava.
- [38] SLAVÍK, Marek. *Využití jednotky ORC v bytovém domě* [online]. Praha, 2015 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/99851/KON608_FS_B2341_3907R009_2013.pdf?sequence=1&isAllowed=n. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [39] History. In: Knowledge Center Organic Rankin Cycle [online]. c2013 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://www.kcorc.org/en/science-technology/history/>
- [40] QUOILIN, Sylvain. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. In: ScienceDirect [online]. c2019 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113000592>
- [41] VÍTEK, Stanislav. *ORC oběh pro využití tepla KJ* [online]. Brno, 2013 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=67160. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně
- [42] BRAIMAKIS, Konstantinos. Thermodynamic investigation of waste heat recovery with subcritical and supercritical low-temperature Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. In: Knowledge Center Organic Rankin Cycle [online]. c2013 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://www.kcorc.org/media/mediaLibrary/2014/08/Braimakis_et_al._final-332-1063-1-DRaccT4fromT23.pdf
- [43] Výměníky tepla. In: České vysoké učení technické v Praze [online]. c2015, 17. 4. 2011 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [44] ROZSYPAL, Štěpán. [online]. Brno, 2010 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [45] VÝTISK, Tomáš. Provoz energetických strojů: Tepelné výměníky [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://fs1.vsb.cz/361/vyuka/vyt/PES/PES_vymeniky.pdf

- [46] KRATOCHVÍL, Tomáš. Termomechanika: Souproudý výměník tepla bez změny skupenství látek. In: *Střední průmyslová škola strojírenská Kolín* [online]. c2014 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/podklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/19_Souproudý_vymenik_tepla.pdf
- [47] KRATOCHVÍL, Tomáš. Termomechanika: Protiproudý výměník tepla bez změny skupenství látek. In: *Střední průmyslová škola strojírenská Kolín* [online]. c2014 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/podklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/19_Souproudý_vymenik_tepla.pdf
- [48] Termomechanika. In: *Střední průmyslová škola strojírenská Kolín* [online]. c2014 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/podklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/27_Princip_prace_pistov%C3%A9ho_kompresoru.pdf
- [49] Kaeser Kompressoren [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <http://www.kaeser.cz/>
- [50] Almig Compressor Systems [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.almig.cz/>
- [51] Ingersol Rand [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.irco.cz/>
- [52] Atmos [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.atmos-chrast.cz/cz/>
- [53] Orlik [online]. [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.orlik.cz/cs/>

Příloha A



Příloha B

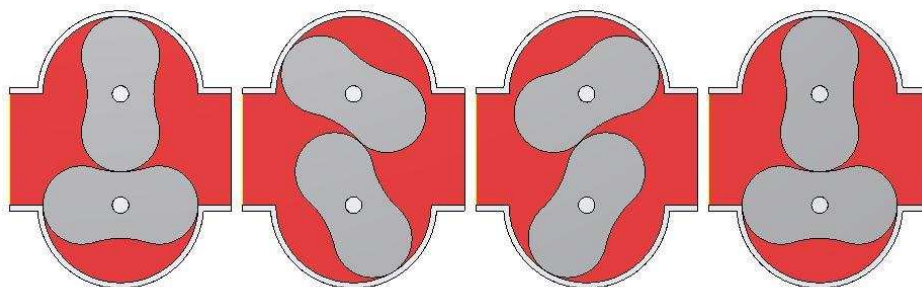


1 – rotor

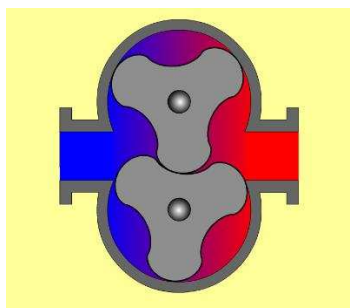
2- vodní prstenec

Šipky označují směr proudění plynu

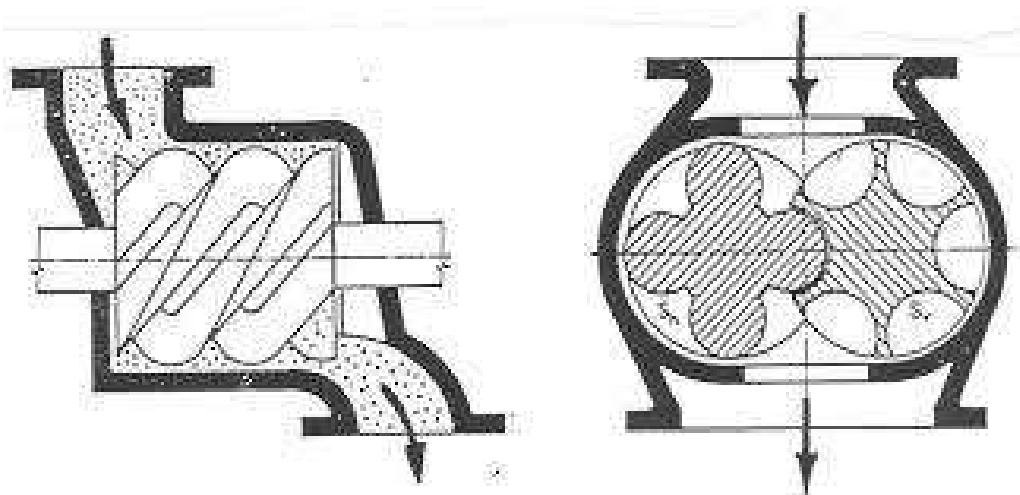
Příloha C



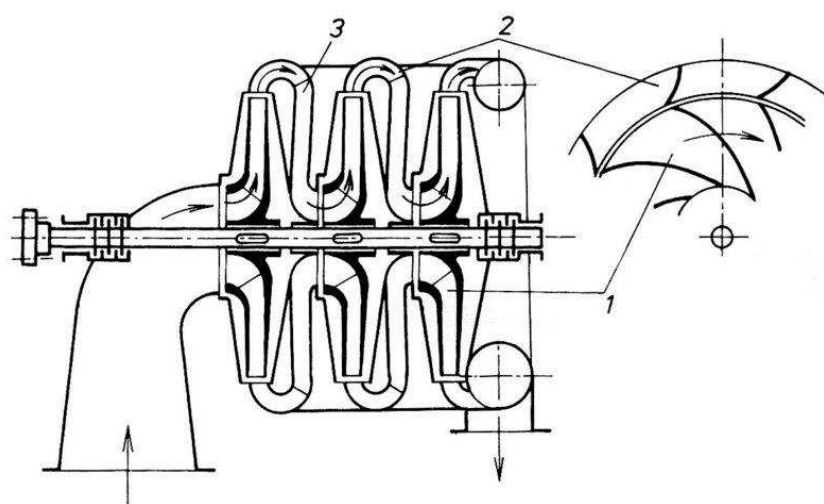
Příloha D



Příloha E



Příloha F



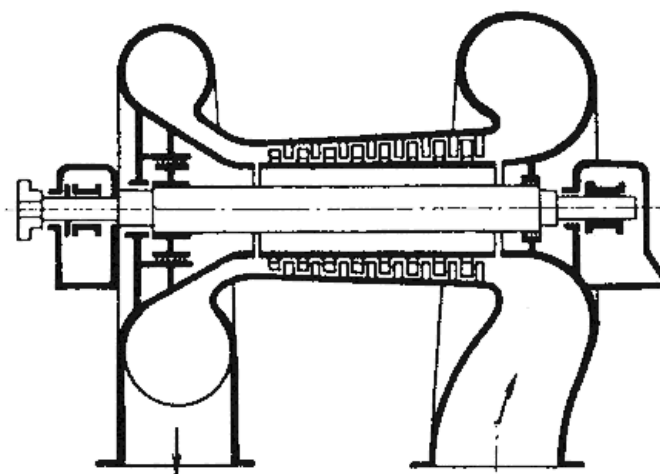
1 – oběžné kolo

2 – převaděč

3 – vratný kanál

Šipky označují směr proudění vzduchu

Příloha G



Příloha H

Médium	M	t _{varu}	t _{crit}	p _{crit}	ODP	GWP	Hořlavost
	[kg·kmol ⁻¹]	[°C]	[°C]	[MPa]	[1]	[1]	
Propan	44,1		96,74	4,251	0	3,3	
Butan	58,1		151,98	3,796	0	4	
Isopentan	72,149	27,83	187,2	3,378	0	4	Ano
Cyklopentan	70,1	49	238,54	4,515	0		Ne
R113	187,38	47,585	214,06	3,3922	0,8	6130	Ne
R114	170,92	3,591	145,68	3,257	1	1000	Ne
R123	152,93	27,823	183,68	3,6618	0,02	77	Ne
R245fa	134,05	15,14	154,01	3,651	0	1030	Ne
Toulen	92,138	92,138	318,6	4,1263			Ano
Isohexan	86,175	60,21	224,55	3,04			Ano
Trans-2-buten	56,106	0,8	155,46	4,0273			Ano

Příloha I

